

Российская Академия наук
Отделение энергетики, машиностроения, механики и
процессов управления

ИМАШ РАН



XXXI

Международная инновационная
конференция молодых ученых и
студентов
по проблемам машиноведения

Труды конференции

Москва, 2020 г.

Russian Academy of Sciences
Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute

**International Conference of Young Scientists and Students
“Topical Problems of Mechanical Engineering”
TOPME-2019**

УДК 62

XXXI Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2019): Сборник трудов конференции (Москва, 4-6 декабря 2019) / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2020 – 911 с.

В сборнике представлены статьи участников XXXI Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС-2019), содержание которых соответствует приоритетным направлениям развития машиноведения – науки о машинах:

- транспортные авиационные и космические системы,
- индустрия наносистем и материалы,
- энергетика и энергосбережение.

Интересы молодых ученых связаны с проблемами техногенной безопасности; конструкционным материаловедением; нелинейной волновой механикой; трибологией и поверхностной обработкой; механикой машин и управлением машинами; биомеханикой и медицинскими технологиями; вычислительными моделями технологических процессов и информационными технологиями; вибрационными процессами и системами, вибрационной диагностикой; энергетикой и транспортом.

Сборник отражает современные научно-технические тенденции и представляет интерес для научных работников, инженеров, аспирантов и студентов, специализирующихся в широкой области технических наук, а также представителей промышленного комплекса.

Секция № 1.

**КОНСТРУКЦИОННОЕ
МАТЕРИАЛОВЕДЕНИЕ**

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗМЕРЕНИЕ УГЛА КОРОБЛЕНИЯ
ПУЛТРУЗИОННЫХ ПРОФИЛЕЙ УГЛОВОГО СЕЧЕНИЯ**
*SPRING-IN EXPERIMENTAL EVALUATION OF L-SHAPED PULTRUDED
PROFILES*

Ведерников¹ А.Н. – аспирант, **Сафонов¹ А.А.** – к.т.н., старший преподаватель,
Гусев¹ С.А. – старший инженер, **Карлоне² П.** – PhD, профессор, **Туччи² Ф.** – аспирант,
Ахатов¹ И.Ш. – д.ф.-м.н., профессор

¹Сколковский институт науки и технологий, Москва, Россия

²Университет Салерно, Фишано, Италия

Aleksandr.Vedernikov@skoltech.ru

Abstract. Currently pultruded profiles are widely applied as structural elements in different areas due to their high strength, low weight, customizability, improved corrosion and fatigue resistance properties. Nevertheless, production of pultruded elements presents challenging aspects related to the peculiarities of pultrusion manufacturing process. Indeed, produced profiles exhibit shape deformations immediately after curing such as spring-in and warpage. These manufacturing induced shape distortions evidence time evolution behavior. This paper presents a seven months long experimental investigation of viscoelastic behavior of pultruded L-shaped profiles.

Key words: pultrusion, fiber-reinforced polymer, spring-in.

Аннотация. В настоящее время пултрузионные профили широко применяются в качестве конструкционных элементов в различных областях благодаря их высокой прочности, малому весу, улучшенным свойствам сопротивления коррозии и усталости. Тем не менее, производство пултрузионных элементов имеет сложности, связанные с особенностями процесса производства пултрузии. Полученные профили имеют геометрические искажения сразу после процесса отверждения, такие как коробление и искривление. Эти геометрические искажения, вызванные процессом производства, демонстрируют поведение, зависящее от времени. В данной статье представлено экспериментальное семимесячное исследование зависимости геометрических искажений пултрузионных Г-образных профилей от времени.

Ключевые слова: пултрузия, полимерный композиционный материал, коробление.

Введение

В последние десятилетия значительные улучшения процесса производства современных полимерных композиционных материалов (ПКМ) привели к массовому использованию композитов в различных промышленных областях [1–10]. Такой успех обусловлен высоким соотношением прочности и веса, а также возможностью подбирать физические и механические свойства конечных продуктов, выбирая различные составляющие компоненты [11,12]. Благодаря автоматизации процесс пултрузии сочетает в себе вышеупомянутые преимущества и чрезвычайно высокую производительность по сравнению с другими технологиями производства полимерных композиционных материалов [13]. Кроме того, пултрузионные ПКМ демонстрируют механические характеристики, в среднем выше, чем у других технологий, благодаря возможному повышенному содержанию волокна и архитектуре ПКМ [11]. Тем не менее, производимые профили чрезвычайно чувствительны к параметрам процесса. Основная часть реакции отверждения происходит в фильере, и тепловая нагрузка, прилагаемая к смоле, зависит от температуры нагревательных пластин и скорости вытяжки [14]. Многочисленные нагрузки, действующие на профиль во время пултрузии (такие как сила вытяжки, вязко-адгезивное взаимодействие с фильерой, тепловое расширение при наложенных ограничениях, химическая усадка [15]), провоцируют в профиле внутренние напряжения [16]. Остаточные напряжения создают геометрические искажения в произведенных ПКМ, которые могут привести к тому, что окончательная форма не будет соответствовать значениям геометрических допусков [17]. В этом случае во время

процесса сборки возникают проблемы, которые влекут за собой дорогостоящие и трудоемкие дополнительные операции подгонки [18]. Остаточные напряжения, возникающие как на этапе изготовления, так и на этапе сборки, снижают механические характеристики желаемой конструкции [19], [20]. Поэтому прогнозирование и контроль таких эффектов имеет решающее значение для достижения эффективного дизайна.

Насколько известно авторам, на данный момент существуют работы, исследующие геометрические деформации композитных профилей [21–28], однако, исследования, учитывающие поведение пултрузионных элементов, зависящее от времени, не проводились. В данной статье представлен анализ эволюции геометрических деформаций Г-образных пултрузионных профилей во времени. С целью определения величины коробления и искривления деформации были измерены экспериментально в течение 200 дней после производственного процесса.

Материалы и методы

Г-образные профили были произведены с тремя различными скоростями вытяжки: 200, 400 и 600 мм / мин (Рис. 1 (а)). Геометрия поперечного сечения профиля подробно представлена на Рис. 1 (б). Пултрузионные элементы были изготовлены из системы этиленвинилацетатной смолы (Escorene™ Ultra FL 00309M), усиленной 104 ровингами из стекловолокна (Т30 PS1200) и 2 слоями ткани из стекловолокна (LT 0600 / S 300/06 Н 01/125) GUS) расположенных на внешних (верхней и нижней) поверхностях профиля. Процесс полимеризации происходит в фильтре длиной 600 мм, нагретой электрическими регулируемые тепловыми пластинами, закрепленными на последних 350 мм в направлении вытяжки. Температуры пластин контролировались с помощью термопар, вставленных в фильтр. Температура на пластинах была задана равной 140°C. После этапа производства профили не подвергались термической обработке.

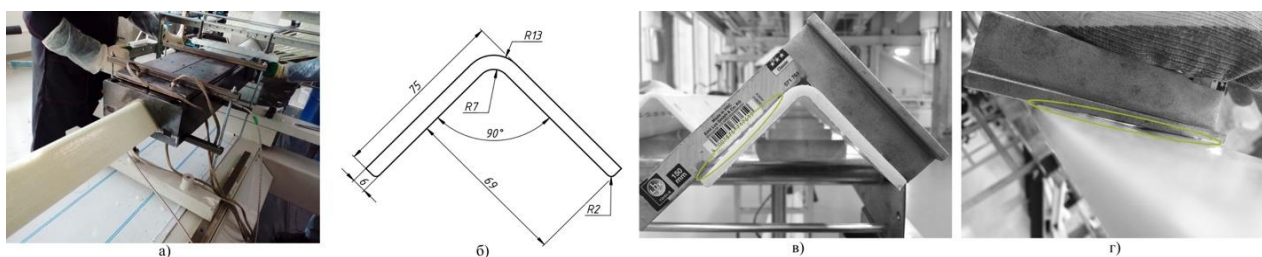


Рис. 1. а) Пултрузия Г-образных профилей; б) Поперечное сечение Г-образных профилей; в) Технология измерения угла коробления; г) Технология измерения искривления

Коробление и искривление Г-образных профилей были оценены с помощью откалиброванного углового инструмента, точность измерения которого составляет $\pm 0,09^\circ$. Явление искривления наблюдалось и, следовательно, измерялось только для профиля, полученного при максимальной скорости вытяжки 600 мм/мин. Все измеренные данные относятся к поперечным сечениям профиля, расположенных на расстоянии 20 см друг от друга. С целью исследования изменения упомянутых геометрических деформаций, измерения проводились каждые 2/3 дня в период первых 90 дней, в то время как в последующие 110 дней измерения повторялись один раз в неделю. Был измерен зазор между пултрузионным профилем и откалиброванным инструментом, как показано на рис. 1 (в, г). Зазор t_w (Рис. 1(г)) в центре полки профиля является мерой искривления, в то время как зазор t_s (Рис. 1(в)) в крайнем сечении профиля использовался для вычисления угла коробления α_s , учитывая длину полки $L_w = 62$ мм, согласно уравнению (1):

$$\alpha_s = \arctan(t_s/L_w) \quad (1)$$

Результаты

На Рис. 2 (а) представлена динамика изменения абсолютного угла коробления в зависимости от времени, измеренного в днях, начиная со дня изготовления. Первое измерение было сделано в день производства сразу после пултрузии. Видно, что начальный угол коробления не равен нулю. Этот эффект в основном обусловлен различиями в величине коэффициентов теплового расширения армирующего материала и матрицы, а также химической усадкой смолы. В течение следующих 60 дней был зафиксирован рост угла коробления для всех образцов. После этого общая тенденция стремится к асимптоте. Кроме того, видно, что величина угла коробления зависит от скорости вытяжки производственного процесса: чем выше скорость, тем выше угол. Говоря об относительном росте угла коробления, стоит отметить, что наибольшее значение соответствует скорости производства 200 мм/мин и составляет 15.4%. Эти цифры составляют 10.1% и 10.8% для скорости вытяжки 400 и 600 мм/мин соответственно. Явление искривления показывает похожее поведение с точки зрения эволюции во времени. Тем не менее, относительный рост искривления выше и составляет 81%.

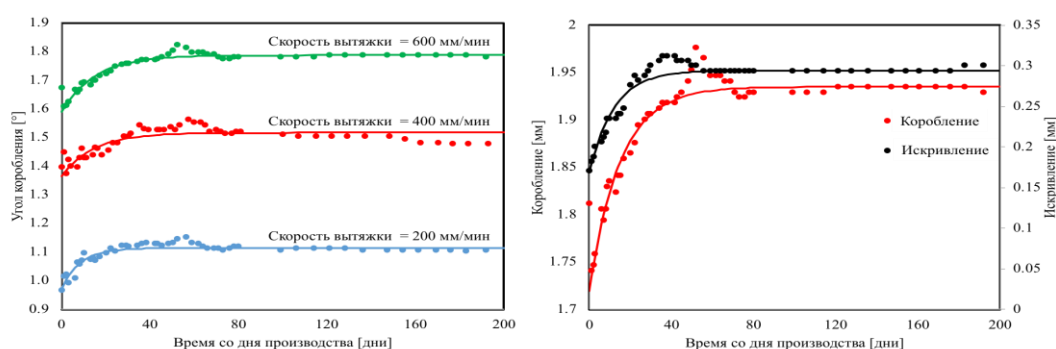


Рис. 2. а) Изменение абсолютного угла коробления во времени для скорости вытяжки 200, 400, 600 мм/мин; б) Изменение абсолютного угла коробления и искривления во времени для скорости вытяжки 600 мм/мин

Выводы

В данной статье представлены результаты и анализ 200-дневного экспериментального исследования геометрических искажений Г-образных пултрузионных профилей, полученных с различной скоростью вытяжки. В зависимости от параметров процесса были зарегистрированы различные величины геометрических искажений. В частности, в случае медленного процесса полимеризации геометрические искажения имеют меньшее значение. Было отмечено, что коробление и искажение происходят сразу после производственного процесса и затем начинают расти, достигая плато через 60 дней. Результаты эксперимента доказывают, что пултрузионные профили имеют зависящие от времени геометрические искажения.

Литература

1. Carlone P, Rubino F, Paradiso V, Tucci F. Multi-scale modeling and online monitoring of resin flow through dual-scale textiles in liquid composite molding processes. *Int J Adv Manuf Technol* 2018;96:2215–30.
2. Aleksendrić D, Carlone P, Ćirović V. Optimization of the Temperature-Time Curve for the Curing Process of Thermoset Matrix Composites. *Appl Compos Mater* 2016;23:1047–63.
3. Rubino F, Carlone P. A semi-analytical model to predict infusion time and reinforcement thickness in VARTM and SCRIMP processes. *Polymers (Basel)* 2018;11.
4. Abouhamzeh M, Sinke J, Jansen KMB, Benedictus R. Thermo-viscoelastic analysis of GLARE. *Compos Part B Eng* 2016;99:1–8.
5. Fiorina M, Seman A, Castanie B, Ali KM, Schwob C, Mezeix L. Spring-in prediction for carbon/epoxy aerospace composite structure. *Compos Struct* 2017;168:739–45.
6. Groh F, Kappel E, Hühne C, Brymerski W. Investigation of fast curing epoxy resins regarding process induced distortions of fibre reinforced composites. *Compos Struct* 2019;207:923–

34.

7. Kappel E. Distortions of composite aerospace frames due to processing, thermal loads and trimming operations and an assessment from an assembly perspective. *Compos Struct* 2019;220:338–46.
8. Fedulov BN, Safonov AA, Sergeichev I V., Ushakov AE, Klenin YG, Makarenko I V. Strength Analysis and Process Simulation of Subway Contact Rail Support Bracket of Composite Materials. *Appl Compos Mater* 2016;23:999–1013.
9. Ushakov AE, Safonov AA, Sergeichev I V., Fedulov BN, Kornienko EI, Timofeev MA, et al. Design and optimization of a vacuum infusion technological process for hopper car fabrication using polymeric composite materials. *J Mach Manuf Reliab* 2015;44:276–82.
10. Sorina TG, Safonov AA, Khairtdinov AK. Peculiarities of using carbon glass-reinforced plastic in pultrusion composite profiles for bridge engineering. *J Mach Manuf Reliab* 2010;39.
11. Starr TF. *Pultrusion for engineers*. 2000.
12. Yuan Z, Wang Y, Yang G, Tang A, Yang Z, Li S, et al. Evolution of curing residual stresses in composite using multi-scale method. *Compos Part B Eng* 2018;155:49–61.
13. Baran I, Tutum CC, Hattel JH. Optimization of the thermosetting pultrusion process by using hybrid and mixed integer genetic algorithms. *Appl Compos Mater* 2013;20:449–63.
14. Safonov AA, Suvorova YV. Optimization of the pultrusion process for a rod with a large diameter. *J Mach Manuf Reliab* 2009;38.
15. Safonov AA, Carlone P, Akhatov I. Mathematical simulation of pultrusion processes: A review. *Compos Struct* 2018;184.
16. Baran I, Akkerman R, Hattel JH. Modelling the pultrusion process of an industrial L-shaped composite profile. *Compos Struct* 2014;118:37–48.
17. Benavente M, Marcin L, Courtois A, Lévesque M, Ruiz E. Viscoelastic distortion in asymmetric plates during post curing. *Compos Part A Appl Sci Manuf* 2017;103:122–30.
18. Hörberg E, Nyman T, Åkermo M, Hallström S. Thickness effect on spring-in of prepreg composite L-profiles – An experimental study. *Compos Struct* 2019;209:499–507.
19. Abouhamzeh M, Sinke J, Jansen KMB, Benedictus R. Closed form expression for residual stresses and warpage during cure of composite laminates. *Compos Struct* 2015;133:902–10.
20. Brauner C, Frerich T, Herrmann AS. Cure-dependent thermomechanical modelling of the stress relaxation behaviour of composite materials during manufacturing. *J Compos Mater* 2017;51:877–98.
21. Baran I, Straumit I, Shishkina O, Lomov S V. X-ray computed tomography characterization of manufacturing induced defects in a glass/polyester pultruded profile. *Compos Struct* 2018;195:74–82.
22. Bellini C, Sorrentino L, Polini W, Corrado A. Spring-in analysis of CFRP thin laminates: numerical and experimental results. *Compos Struct* 2017;173:17–24.
23. Chen W, Zhang D. Improved prediction of residual stress induced warpage in thermoset composites using a multiscale thermo-viscoelastic processing model. *Compos Part A Appl Sci Manuf* 2019;126.
24. Ding A, Li S, Sun J, Wang J, Zu L. A thermo-viscoelastic model of process-induced residual stresses in composite structures with considering thermal dependence. *Compos Struct* 2016;136:34–43.
25. Kappel E. Forced-interaction and spring-in - Relevant initiators of process-induced distortions in composite manufacturing. *Compos Struct* 2016;140:217–29.
26. Kravchenko OG, Kravchenko SG, Pipes RB. Cure history dependence of residual deformation in a thermosetting laminate. *Compos Part A Appl Sci Manuf* 2017;99:186–97.
27. Yuan Z, Wang Y, Peng X, Wang J, Wei S. An analytical model on through-thickness stresses and warpage of composite laminates due to tool-part interaction. *Compos Part B Eng* 2016;91:408–13.
28. Zobeiry N, Forghani A, Li C, Gordnian K, Thorpe R, Vaziri R, et al. Multiscale characterization and representation of composite materials during processing. *Philos Trans R Soc A Math Phys Eng Sci* 2016;374.

**ВЛИЯНИЕ ЭВОЛЮЦИИ МИКРОСТРУКТУРЫ НА МАКРО-
ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ДЕФОРМИРОВАНИЯ ПРИ
МОДЕЛИРОВАНИИ СВЕРХПЛАСТИЧНОСТИ**
*THE INFLUENCE OF MICROSTRUCTURE EVOLUTION ON THE
MACROPROPERTIES OF THE DEFORMATION PROCESS IN
SUPERPLASTICITY MODELLING*

Гончаров И.А. – аспирант

Механико-математический факультет МГУ имени М.В. Ломоносова, Москва, Россия
rtif91@gmail.com

Abstract. It is shown in the paper, that in some cases it may be important to take into account the grain size distribution in the specimen and its evolution to make the correct estimation of the stress level during the process of the superplastic deformation. The model of grain refinement is described, which can model certain observed effects and improve the stress estimate precision.

Key words: superplasticity, grain size distribution, grain refinement, microstructure evolution.

Аннотация. В работе показано, что в некоторых случаях для правильной оценки уровня напряжения в процессе сверхпластического деформирования может оказаться важным учёт распределения зёрен в образце по размерам и его эволюции. Описана модель измельчения зёрен, позволяющая смоделировать некоторые наблюдаемые эффекты и дополнительно уточнить оценку для напряжения.

Ключевые слова: сверхпластичность, распределение зёрен, измельчение зёрен, эволюция микроструктуры.

Сверхпластичность — это способность некоторых материалов (в частности, большинства металлических сплавов и ряда керамик) при определенной внутренней структуре, достаточно высоких температурах (от $0,4 T_m$, где T_m — температура плавления в Кельвинах) и малых скоростях деформации ($10^{-5} - 10^{-1} \text{ с}^{-1}$) достигать очень больших значений пластической деформации — в сотни, и даже тысячи процентов — без нарушения сплошности и образования шейки. История изучения этого эффекта и современное состояние вопроса изложены в ряде монографий и обзоров (см., например, [1-3]). Сверхпластическое деформирование лежит в основе важных технологических процессов штамповки изделий сложной формы, получения материалов с нужной структурой и механическими свойствами, в частности посредством обработки давлением.

В процессе сверхпластического деформирования в материале устанавливается режим совместного действия ряда микроструктурных механизмов, таких как диффузионная ползучесть, зернограничное проскальзывание, внутризёренное дислокационное скольжение, рекристаллизация [2]. Эти механизмы крайне чувствительны к микроструктуре образца: считается, что средний размер зёрен материала должен составлять не более 10 мкм в случае металлов, для керамик этот показатель ещё ниже (до 1 мкм). Поэтому большинство определяющих соотношений сверхпластичности содержат параметр, связанный с размером зёрен в материале, и эволюционные уравнения для него.

Однако, в некоторых случаях описания микроструктуры в виде единственного параметра оказывается недостаточно. Поэтому рядом авторов используются модели, представляющие микроструктуру образца в виде распределения зёрен по размеру. Для этого множество зёрен материала разбивается на группы зёрен с близкими размерами, каждая из которых описывается либо количеством входящих в группу зёрен, либо долей от общего объёма образца, которую занимают зёрна этой группы. Подобный подход позволяет учесть наличие в материале зёрен разного размера и отслеживать изменение микроструктуры в процессе деформирования.

Сверхпластичность традиционно наблюдается и исследуется в испытаниях на одноосное растяжение или кручение образца с постоянными (или кусочно-постоянными) скоростями деформации. При моделировании этих процессов с учетом распределения зёрен по размеру макро-характеристики образца вычисляются как взвешенное (по объёму) среднее соответствующей характеристики для всех групп, например, средний размер зёрен $\bar{d} := \sum_{i=1}^N d_i v_i$ (где N — общее количество групп, d_i — размер зёрен в i -й группе, v_i — объёмная доля i -й группы), напряжение $\sigma := \sum_{i=1}^N \sigma_i v_i$ (где σ_i — напряжение в i -й группе) и так далее.

На рисунке 1 показан пример моделирования зависимости напряжения Коши σ от логарифмической деформации ε при одноосном растяжении образца с тримодальным распределением зёрен с размерами порядка 4, 8 и 16 мкм (на врезке). Серые линии соответствуют расчётам без учета распределения зёрен (все зёрна одного размера): пунктирные — для трёх опорных размеров, прерывистая — для размера, равного среднему размеру зёрен в распределении. Чёрная сплошная линия соответствует расчёту с учётом показанного распределения зёрен по размерам.

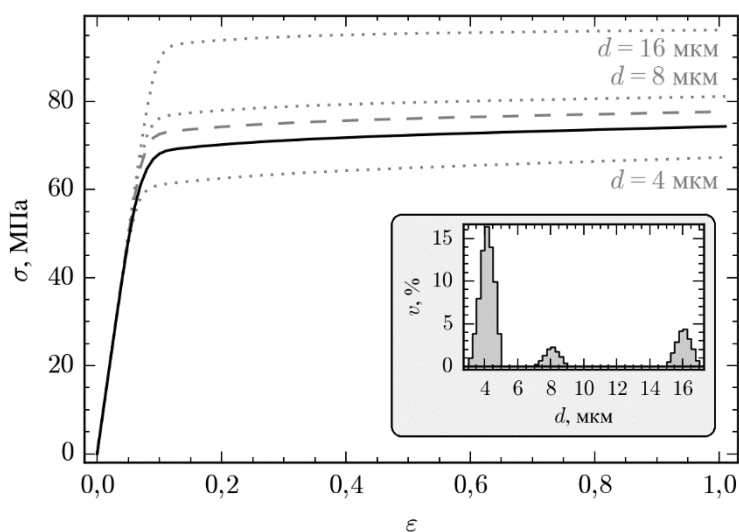


Рис. 1. Влияние учёта распределения зёрен по размеру на напряжение

Из приведённого изображения можно сделать вывод, что расчёт по среднему размеру даёт удовлетворительную оценку уровня напряжений, однако при определении этого среднего размера важно не пренебрегать наличием в материале больших зёрен. Даже незначительный процент таких зёрен в мелкозернистом в целом материале оказывает заметное влияние на макро-характеристики процесса деформирования: хотя в рассмотренном распределении мелкие зёрна (4 мкм) составляют 97,8% от общего количества зёрен в образце, взвешенный по объёму средний размер зёрен оказывается равным 6,84 мкм, что даёт при расчете напряжения разницу в 15%. Кроме того, в случаях, когда технологический процесс требует поддержания значения напряжения в определённом интервале (например, для достижения оптимальной скорости деформации при сверхпластической выдувке) именно расчёт с учётом полного распределения даёт наиболее точную оценку необходимой величины (в приведённом примере разница с расчётом по среднему размеру зёрен составляет около 5%).

Поскольку устанавливающийся в материале режим совместного действия нескольких микроструктурных механизмов приводит как к росту зёрен, так и к их измельчению в результате образования новых внутризёренных границ, качественная модель эволюции микроструктуры в процессе сверхпластического деформирования должна учитывать оба этих процесса. Основная идея учёта измельчения заключается в том, что в процессе интегрирования системы определяющих соотношений, описывающих деформацию материала (в том числе рост зёрен), размер зёрен в каждой группе сравнивается с некоторым

пороговым значением. При его превышении зёрна данной группы измельчаются, образуя новые группы с другими размерами зёрен.

К сожалению, в литературе приводится довольно мало экспериментальных данных, описывающих микроструктуру материала как до, так и после деформирования, которые могут применяться для верификации моделей, учитывающих измельчение. Авторами использовались данные из работы [4], относящиеся к одноосному растяжению при постоянной скорости деформации и температуре 900 °С образцов из сплава Ti–6Al–4V. Характер экспериментального распределения зёрен после деформирования со скоростью $\dot{\epsilon} = 0,1 \text{ с}^{-1}$ позволяет утверждать, что в данном эксперименте происходили процессы не только роста, но и измельчения зёрен [5]. В качестве определяющих соотношений для моделирования материала применялись соотношения по работам Dunne и соавторов [6] в нормированном виде. Для нахождения значений параметров в соотношениях использовался авторский алгоритм [7].

Авторами были проанализированы некоторые подходы к описанию измельчения зёрен, приведённые в литературе [8-9], и разработана новая модель, позволяющая описать наблюдаемые эффекты. В основу модели положено соображение о том, что измельчение зёрен даже одного размера наступает не одновременно. В предлагаемой модели зерно, превысившее критический размер, в каждый момент времени измельчается с некоторой вероятностью. В терминах групп это означает, что измельчению подвергается только часть зёрен группы, достигшей критического размера. Переход от вероятности измельчения конкретного зерна к объёмным долям групп достигается путём взятия математического ожидания количества зёрен, подвергшихся измельчению, а размер новых (образовавшихся) зёрен принимается пропорциональным размеру исходных (измельчившихся) [5]. Результаты расчёта на основании предложенной модели приведены на рисунке 2. Серым фоном показано начальное распределение зёрен в образце, вертикальной штриховкой — конечное (после деформирования) распределение в эксперименте, горизонтальной штриховкой — конечное расчётное распределение.

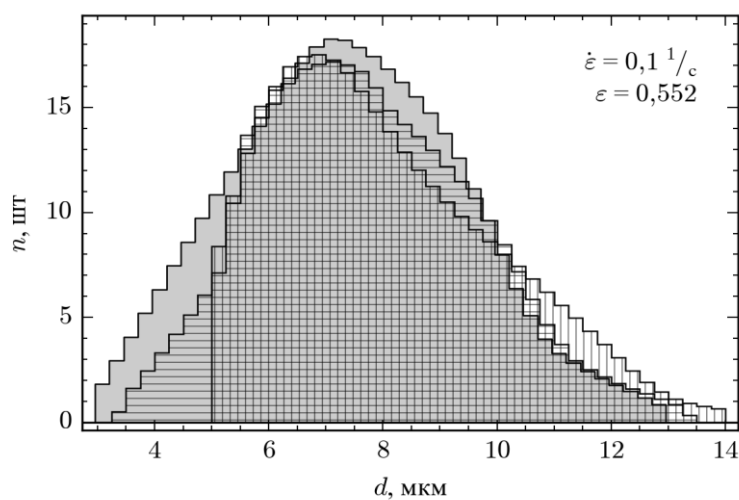


Рис. 2. Результаты расчёта по предлагаемой модели с неполным измельчением групп зёрен

Видно, что в расчётном распределении положение максимума не сместилось вправо по мере роста зёрен (как это произошло бы при расчёте без учёта измельчения), и область максимума экспериментального распределения в целом корректно смоделирована. Необходимо отметить, что в полученной модели размер зёрен в группе d_i не связывается напрямую с истинным размером конкретных зёрен, а является внутренним параметром модели — обобщённой характеристикой некоторого подмножества зёрен материала, обладающих близким начальным размером и схожей историей эволюции.

Учёт измельчения особенно важен в случаях, когда микроструктура материала содержит заметную объёмную долю зёрен с большими размерами. На рисунке 3 показаны

расчётные зависимости напряжения σ и среднего размера зёрен \bar{d} от деформации ε для распределения, составленного из двух «куполов», каждый из которых имеет форму плотности нормального распределения, вокруг размеров 6 и 20 мкм. Серые пунктирные линии соответствуют расчётам без учёта распределения зёрен по размерам; чёрная сплошная линия — расчёту с учётом распределения зёрен, но без учёта измельчения; прерывистая линия — расчёту с учётом измельчения зёрен.

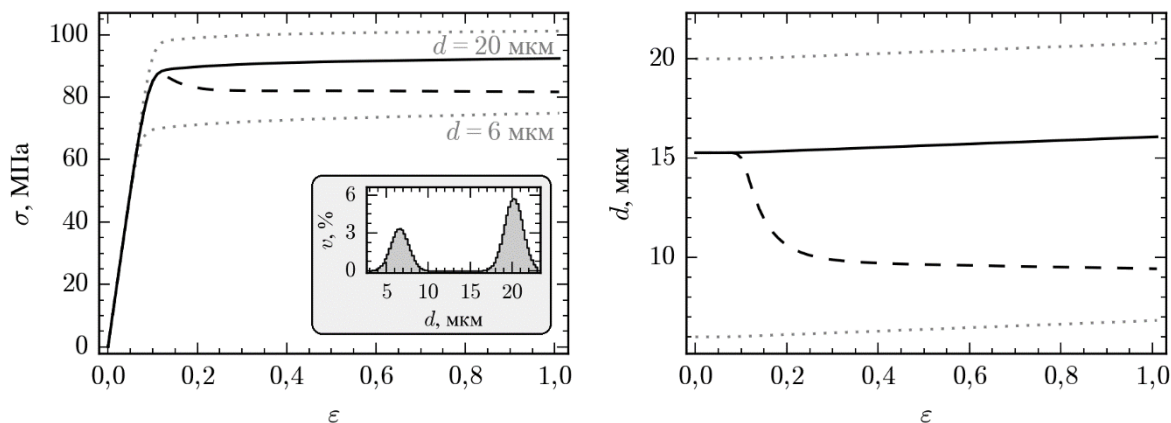


Рис. 3. Влияние учёта измельчения зёрен на напряжение и средний размер зёрен

Видно, что при учёте измельчения средний размер зёрен в образце начинает резко уменьшаться с развитием пластической деформации, что, в свою очередь, вызывает существенное падение уровня напряжения. В данном случае разница напряжений при учёте измельчения и без него достигает 10–15% (в конце расчёта), что может значительно изменить требования к рассматриваемому технологическому процессу. Таким образом, макро-характеристики процесса существенно зависят от того, какие параметры микроструктуры и её эволюции принимаются во внимание при моделировании.

Литература

1. Кайбышев О.А. *Сверхпластичность промышленных сплавов* — М.: Metallurgia, 1984.
2. Padmanabhan K.A., Vasin R.A., Enikeev F.U. *Superplastic Flow: Phenomenology and Mechanics* — Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2001. — 363 p.
3. Langdon T.G. *Forty-Five Years of Superplastic Research: Recent Developments and Future Prospects* // Materials Science Forum. — 2016. — Vol. 838–839. — Pp. 3–12.
4. Kim T.-W., Dunne F.P.E. *Modelling heterogeneous microstructures in superplasticity* // Proc. Royal Soc. Lond. A. — 1999. — Vol. 455. — № 1982. — Pp. 701–718.
5. Гончаров И.А. *Особенности моделирования измельчения зерен металлов в условиях сверхпластического деформирования* // Деформация и разрушение материалов. — 2019. — Т. 1. — С. 7–15.
6. Kim T.-W., Dunne F.P.E. *Determination of superplastic constitutive equations and strain rate sensitivities for aerospace alloys* // Proc. Inst. Mech. Eng. G: Journal of Aerospace Engineering. — 1997. — Vol. 211. — № 6. — Pp. 367–380.
7. Гончаров И. А., Белякова Т. А. *Методы оценки точности и устойчивости алгоритма определения значений параметров моделей сверхпластичности* // Вычислительная механика сплошных сред. — 2018. — Т. 11. — № 1. — С. 51–67.
8. Bylya O.I., Pradhan B.K., Yakushina E.B., Blackwell P.L., Vasin R.A. *Modelling of active transformation of microstructure of two-phase Ti alloys during hot working* // Letters on Materials. — 2014. — Vol. 4. — № 2. — Pp. 124–129.
9. Ghosh A.K., Raj R. *A model for the evolution of grain size distribution during superplastic deformation* // Acta Metallurgica. — 1986. — Vol. 34. — № 3. — Pp. 447–456.

АНАЛИЗ УСТОЙЧИВОСТИ СТЕРЖНЯ КРУГЛОГО ПОПЕРЕЧНОГО СЕЧЕНИЯ ИЗ СПЛАВОВ С ПАМЯТЬЮ ФОРМЫ ПРИ ОБРАТНОМ ФАЗОВОМ ПРЕВРАЩЕНИИ

STABILITY ANALYSIS OF A ROUND CROSS-SECTION ROD FROM SHAPE MEMORY ALLOYS AT REVERSE PHASE TRANSFORMATION

Думанский С.А. – аспирант, младший научный сотрудник

ИПРИМ РАН

stanislavdym@mail.ru

Abstract. We consider the mechanisms that cause a loss of stability during the reverse phase transformation under the action of a constant load and various methods of preparing the column from shape memory alloys (SMA) before starting the reverse phase transformation. The problem is solved for no coupled, once and twice coupled statements in the concepts of fixed and varied external load, taking into account the different resistance under tension and compression.

Key words: shape memory alloys, stability, reverse transformation, different resistance, reverse loading

Аннотация. Рассмотрены механизмы вызывающие потерю устойчивости во время обратного фазового превращения под действием постоянной нагрузки при различных способах подготовки стержня из сплавов с памятью формы (СПФ), перед началом обратного фазового превращения. Поставленная задача решена для несвязанной, однократно и дважды связанной постановок в рамках концепций фиксированной и варьированной внешней нагрузки с учетом разносопротивляемости.

Ключевые слова: сплавы с памятью формы, устойчивость, обратное фазовое превращение, разносопротивляемость, реверсивное нагружение.

СПФ относят к умным материалам (smart materials), поскольку они способны менять свои термомеханические характеристики в зависимости от температуры и действующих напряжений. Их уникальные свойства объясняются происходящими в них твердотельными фазовыми переходами и структурными превращениями.

Согласно экспериментам [1,2] элементы из СПФ во время фазовых переходов под действием постоянных сжимающих напряжений теряют устойчивость при нагрузках в несколько раз меньших, чем Эйлера критическая сила полученная для мартенситного (наименьшего) значения модуля Юнга. Упругое решение можно использовать как точную верхнюю грань для критических значений определяемых параметров - критической силы или критической длины. Для получения количественно верных значений этих параметров необходимо использовать полную модель определяющих соотношений для СПФ, которая должна описывать фазово-структурное деформирование, а также учитывать характерные для СПФ свойства, такие как разносопротивляемость [3], переменность упругих модулей [4], перекрестное упрочнение [5] и т.д. Полная система используемых определяющих уравнений описана в работах [6-7]. Аналог теории пластичности для структурного деформирования СПФ приведен в [8].

В качестве критерия устойчивости использовался статический метод Эйлера заключающийся в изучении возможности существования форм квазистатического равновесия, смежных с исходной, для заданного значения нагрузки. Такой подход позволил решать задачу, линеаризованную по отношению к малым возмущениям.

Рассматривались концепции фиксированной (ФН) и варьированной (ВН) внешней нагрузки.

Задача решалась в трех постановках: 1) несвязанной - параметр фазового состава зависит только от температуры, которая в момент перехода в смежную форму равновесия считается постоянной; 2) однократно связанной - учитывается влияние действующих

напряжений на параметр фазового состава в виде дополнительного фазово-структурного деформирования, которое не сказывается на температурном режиме; 3) дважды связанной - учитывается влияние действующих напряжений на параметр фазового состава, а также обратное влияние от изменения параметра фазового состава на температуру (из-за поглощения латентного тепла и диссипативных слагаемых).

Определяющие соотношения

$$d\varepsilon = d\varepsilon^e + d\varepsilon^{phst}, \quad d\varepsilon^{phst} = \varepsilon^0 dq + d\varepsilon^{ph'} + d\varepsilon^{st}$$

$$\varepsilon^e = \frac{\sigma}{E(q)}, \quad \frac{1}{E(q)} = \frac{q}{E_M} + \frac{1-q}{E_A}, \quad 0 \leq q \leq 1$$

$$d\varepsilon^{ph'} = \omega dq, \quad \omega = \frac{\varepsilon^{phst'}}{q}$$

$$d\varepsilon^{st} = \rho_D(\mu_\varepsilon) q_{st} \varphi_2(|\sigma|) d\sigma, \quad \mu_\varepsilon = \frac{4 \det(\varepsilon'_{ij})}{\varepsilon_i^3} \quad (1)$$

$$\varphi(S) = \left[\frac{\varepsilon^{phst'}}{\rho_D(\mu_\varepsilon)} \right]_{max}, \quad S = \sigma' - r, \quad d\sigma < 0 \quad (2)$$

$$dr = g d\varepsilon^{st}, \quad g = const \quad (3)$$

$$d\varepsilon^{st} = \frac{q_{st}}{g} d\sigma \quad (4)$$

$$q = \frac{1}{2} (1 - \cos(\pi t))$$

$$t = 1 - \frac{T - A_s^\sigma}{A_f^\sigma - A_s^\sigma}, \quad A_s^\sigma = A_s^0 + \frac{\omega \sigma + Z(\sigma) + \sigma \varepsilon^0}{\Delta S}, \quad A_f^\sigma - A_s^\sigma = A_f^0 - A_s^0, \quad Z(\sigma) = \frac{E_A - E_M}{2E_A E_M} \sigma^2$$

$$k_q \Delta T = C_\sigma \dot{T} + T \dot{\theta} \sigma - (\Delta U + \varepsilon^0 \sigma + \omega \sigma + Z(\sigma)) \dot{q} - \sigma \dot{\varepsilon}^{st} \quad (5)$$

Здесь $\varepsilon, \varepsilon^e, \varepsilon^{phst}, \varepsilon^0$ - осевая компонента полной, упругой и фазово-структурной деформации, линейная деформация объемного эффекта фазового перехода; σ - осевая компонента напряжения; q - объемная доля мартенситной фазы, q_{st} - та часть этого объема, которая в данный момент испытывает структурное превращение; $E(q), E_M, E_A$ - модуль Юнга и его значения для аустенитного и мартенситного фазовых состояний; $\varphi_2(|\sigma|)$ - материальная функция аппроксимирующая диаграмму мартенситной неупругости, $\rho_D(\mu_\varepsilon)$ - максимальная интенсивность структурной деформации, μ_ε - параметр определяющий вид деформированного состояния, $\varphi(S)$ - материальная функция определяющая вид поверхности нагружения; $A_s^0, A_f^0, A_s^\sigma, \Delta S$ - температуры начала и окончания обратного фазового превращения в ненагруженном состоянии, температура окончания обратного превращения при наличие напряжений и скачек объемной плотности энтропии при переходе от мартенситного состояния в аустенитное; выражение (5) представляет собой уравнение энергетического баланса, в нем $k_q, C_\sigma, \theta, \Delta U$ - коэффициент теплопроводности, теплоемкость единицы объема при постоянном напряжении, коэффициент температурного расширения и объемная плотность латентного тепла фазового перехода; g - материальная константа определяющая наклон прямой аппроксимирующей участок с чисто трансляционным упрочнением.

Если точка, изображающая напряженно деформированное состояние принадлежит диаграмме мартенситной неупругости и выполняются условия активного нагружения $d\sigma < 0$ то приращение структурной деформации задается соотношением (1), формула (3) задает положение центра поверхности нагружения, (4) - определяет приращение структурной деформации во время кинематического упрочнения, если выполняются условия (2).

Способ получения начальной деформации

Пусть имеется недеформированный стержень в аустенитной фазе, который при помощи прямого превращения в отсутствие напряжений переводится в мартенситную фазу (хаотический мартенсит), после чего деформируется в режиме мартенситной неупругости -

($\varepsilon_1^{phst'} > 0, \sigma_1 > 0$) , затем происходит упругая разгрузка - ($\varepsilon_1^{phst'} > 0, \sigma = 0$) . Далее рассмотрим три участка:

III. Упругая разгрузка до момента выхода на участок II, заключен между точками ($\varepsilon_1^{phst'} > 0, \sigma = 0$) и ($\varepsilon_1^{phst'} > 0, \sigma_2 < 0$)

II. Чисто трансляционное упрочнение до выхода на участок I, заключен между точками ($\varepsilon_1^{phst'} > 0, \sigma_2 < 0$) и ($\varepsilon_3^{phst'} < 0, \sigma_3 < 0$)

I. Комбинированное упрочнение, точка движется по диаграмме мартенситной неупругости в сторону уменьшения напряжений вплоть до начала пластического деформирования.

Итак, возможность дополнительного структурного деформирования зависит от начальной растягивающей деформации $\varepsilon_1^{phst'}$, действующего на момент обратного превращения напряжения σ и знака его приращения $\delta\sigma$. Если $\delta\sigma > 0$, то дополнительное структурное деформирование происходить не может. На участке III дополнительное структурное деформирование не происходит даже при $\delta\sigma < 0$ в отличие от случаев II и I.

Вариация параметра фазового состава, а значит и приращение фазовой деформации, также опосредованно зависит от способа получения начальной деформации в случаях II и I.

Решение для стержня круглого поперечного сечения

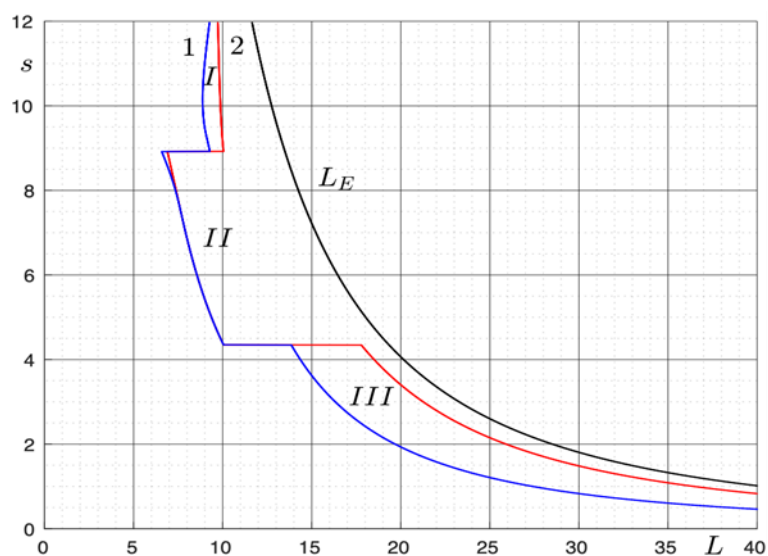


Рис.1. Зависимость критической длины L от величины действующего безразмерного напряжения s для стержня круглого поперечного сечения в рамках концепции ФН. L_E - Эйлера критическая длина (несвязанная постановка), $1/2$ - однократно/дважды связанная постановка

Из приведенного на рис. 1 решения видно, что критическая длина существенно связана со способом подготовки стержня, а именно с дополнительным фазово-структурным деформированием, которое происходит по-разному на различных участках. На участке III в момент перехода в смежную форму равновесия происходят только дополнительные упругое и фазовое деформирование, а на участке II к ним скачком добавляется структурное, которое продолжается и на участке I, но вносит на нем меньший вклад в общий процесс дополнительного деформирования.

Выводы

Получены критические длины для стержня из СПФ при обратном фазовом превращении под действием постоянной нагрузки, которые не превосходят Эйлерову длину, соответствующую несвязанной постановке. Рассмотрены три возможных варианта дополнительного фазово-структурного деформирования. Установлено, что дополнительное

структурное деформирование может происходить только на участках I и II. В зависимости от способа подготовки стержня, при одном и том же напряжении могут быть получены различные критические длины (при различных ε_1^{phst} одному напряжению могут соответствовать разные участки).

Дважды связанная постановка и концепция ФН всегда дают несколько большие значения критической длины при прочих равных условиях по сравнению с однократно связанной постановкой и концепцией ВН, соответственно.

Литература

1. Казарина С.А., Мовчан А.А., Сильченко А.Л. Экспериментальное исследование взаимодействия фазовых и структурных деформаций в сплавах с памятью формы // Механика композиционных материалов и конструкций. 2016. Т. 22. №1. С. 85-98
2. Мовчан А.А., Казарина С.А. Экспериментальное исследование явления потери устойчивости, вызванной термоупругими фазовыми превращениями под действием сжимающих напряжений // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2002. №6. С. 82-89
3. Мовчан А.А., Казарина С.А., Сильченко А.Л. Диаграммы мартенситной неупругости никелида титана при растяжении, сжатии и сжатии после растяжения // Механика композиционных материалов и конструкций. 2015. Т. 21. № 1. С. 83-93
4. Мовчан А.А. Учет переменности упругих модулей и влияния напряжений на фазовый состав в сплавах с памятью формы // Изв. РАН. МТТ. 1998. № 1. С. 79-90
5. Мовчан А.А., Сильченко А.Л., Казарина С.А. Экспериментальное исследование и теоретическое моделирование эффекта перекрестного упрочнения сплавов с памятью формы // Деформация и разрушение материалов. 2017. № 3. С. 20-27
6. Мишустин И.В., Мовчан А.А. Моделирование фазовых и структурных превращений в сплавах с памятью формы, происходящих под действием немонотонно меняющихся напряжений // Изв. РАН. МТТ. 2014. № 1. С. 37-53
7. Мовчан А.А., Мовчан И.А., Сильченко Л.Г. Микромеханическая модель нелинейного деформирования сплавов с памятью формы при фазовых и структурных превращениях // Изв. РАН. МТТ. 2010. № 3. С. 118-130
8. Мишустин И.В. Модель деформирования сплава с памятью формы с учетом разносопротивляемости // Механика композиционных материалов и конструкций. 2017. Т. 23. № 4. С. 484-498

МАГНИТОСТРИКЦИОННЫЕ ЭФФЕКТЫ В СИЛИКОНОВЫХ ЭЛАСТОМЕРАХ¹

MAGNETOSTRICTION EFFECTS IN SILICONE ELASTOMERS

Келбышева¹ Е.С. – к.х.н., с.н.с., Валиев¹ Х.Х. – к.ф.-м.н., с.н.с., Минаев² А.Я. – к.т.н., с.н.с.,
Степанов³ Г.В. – нач. лаб., Коровкин² Ю.В. – с.н.с., Власов¹ А.Н. – д.т.н.,
Карнет¹ Ю.Н. – к.ф.-м.н., в.н.с., Снегирева¹ Н.С. – д.б.н., в.н.с., Базин⁴ А.Ю. – к.т.н.

¹ ФБГУН Институт прикладной механики РАН, 125040 Москва, Россия;

² ФБГУН Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН, 101990 Москва,
Россия;

³ ГНЦ АО Государственный НИИ химии и технологии элементоорганических
соединений, 105118 Москва, Россия

⁴ ПАО «НПО «Алмаз», 125190 Москва, Россия

E-mail: hhvly@mail.ru, E-mail: minaev0804@ya.ru

Abstract. New silicone magnetoactive elastomers have been synthesized and studied. Significant magnetostrictive effects in the obtained composites were visualized by microscopy. The obtained results can be the basis for the design of promising magnetostrictive engines of a new generation with micro and nanoscale positioning accuracy and the ability to transmit significant force effects on the controlled objects.

Key words: magnetoactive silicone elastomers, stereoscopic, scanning electron and atomic force microscopy, magnetostriction

Аннотация. Синтезированы и исследованы новые силиконовые магнитоактивные эластомеры. Методами микроскопии визуализированы значительные магнитострикционные эффекты в полученных композитах. Полученные результаты могут явиться основой конструирования перспективных магнитострикционных двигателей нового поколения, обладающих микро и наноразмерной точностью позиционирования и возможностями передачи значительных силовых воздействий на управляемые объекты.

Ключевые слова: магнитоактивное силиконовые эластомеры, стереоскопическая, растровая электронная и атомно – силовая микроскопия, магнитострикция.

Для решения технических задач в современной высокоорганизованной технике, такой как роботостроение, машиностроение, медицинская техника, космическая техника и т.д., требуются материалы с набором принципиально новых свойств, которыми можно было бы управлять посредством внешнего воздействием [1-4]. К такому классу материалов, который получил название «умных» или «интеллектуальных» материалов (Smartmaterials), относится разрабатываемый нами магнитоактивный эластомер (МАЭ) (магнитоуправляемый эластомер, магнитореологический эластомер). Используя зависимость упругих, реологических, электрических, магнитных и других его свойств от внешнего магнитного поля, можно создавать датчики магнитных и электрических полей, управляемые демпфирующие устройства, автомобильные бамперы. Новый тип высокоэластичных магнитоуправляемых композитов представляет собой полимерные матрицы с внедренными в них магнитными частицами железа нано или микро размеров. Они обладают небольшим модулем Юнга (порядка нескольких десятков кПа), что ставит их в промежуточное положение между традиционными жесткими магнитными композитами и магнитореологическими жидкостями и приводит к возникновению новых свойств.

¹ Работа выполнена по теме АААА-А19-119012290177-0. Работа поддержана РФФИ № 19-53-12039

В данной работе исследуются такие магнитные эластомеры с перестраиваемыми упругостями и рельефами поверхностей. Общий метод получения магнито-полимерных материалов заключается в смешении модифицированных магнитных порошков с силиконовой полимерной матрицей и полимеризации композиции без или в магнитном поле. В качестве магнитного наполнителя полимерной матрицы были использованы порошки карбонильного железа со средним размером порядка 5 мкм. Важным этапом получения магнитоактивных полимерных плёнок является модификация поверхности магнитных частиц для обеспечения более однородного распределения микро и наноразмерных частиц наполнителя в полимерном связующем. Модификация поверхности порошков железа проводилась на лабораторной установке на базе ротационного испарителя ИР-1М. Исходные магнитные порошки загружаются в колбу испарителя, туда же загружается заданное количество растворителя с растворенным модификатором. В качестве растворителя использовались гексан или петролейный эфир, а в качестве модификаторов - гидрофобизатор ГКЖ-94, силиконовое масло и силиконовый каучук марки СИЭЛ. Процесс модифицирования состоял из следующих этапов: приготовление раствора модификатора, обработка раствором модификатора ферропорошков железа, отгонка растворителя и сушка порошка. В ходе модификации поверхности порошка гидрид-содержащими олигомерами происходит привязка силиконового олигомера к поверхности микро и наночастиц железа благодаря взаимодействию с адсорбционными ОН- группами на поверхности магнитных порошков. Другая часть молекулы гидрофобизатора реагирует с винильной группой силиконового каучука обеспечивая устойчивую связь полимера с поверхностью магнитного наполнителя. Для определения области эффективного образования структур, в композиции изменяли концентрацию магнитного наполнителя. в интервале 10-80 % масс. Часть образцов полимеризовали в магнитном поле, направленном перпендикулярно поверхности образца, при этом образовавшиеся на поверхности игольчатые структуры фиксировались в процессе полимеризации. Порошки модифицированных магнитных наполнителей смешивались с жидким силиконовым компаундом марки СИЭЛ (производство ГНЦ РФ ГНИИХТЭОС). Этот наполнитель затирался с винил-содержащим компонентом А) - $(\text{CH}_2=\text{CH})_3\text{SiO}[\text{CH}_2\text{SiO}]_y\text{Si}(\text{CH}=\text{CH}_2)_3$ силиконового олигомера на трёхвалковой диспергирующей машине. Далее в композицию вводили компонент Б) - $((\text{CH}_3)_3\text{SiO}(((\text{CH}_3)_2\text{SiO})_a(\text{CH}_3(\text{H})\text{SiO})_b)_x\text{Si}(\text{CH}_3)_3$ и комплексный платиновый катализатор. Полученная смесь вакуумировалась в вакуумной камере в течение 10 мин и смесь выливали на горизонтальное основание, покрытое лавсановой пленкой или силиконовой бумагой. Смесь разравнивали ракелем до толщины 200 мкм. Пленку помещали в печь при температуре 150 град. для проведения процесса полимеризации. В ходе процесса полимеризации происходит трёхмерная сшивка двух олигомеров, содержащих винильные и гидридные группы. Такие образцы не изменяют свойства при нагреве до 200°C. Получаемые образцы имеют высокую эластичность с модулем упругости Юнга порядка 50 кПа. Были синтезированы две группы магнитоактивных образцов: анизотропные, в которых при полимеризации композитов накладывалось внешнее магнитное поле напряженностью 200 Э, и изотропные, полимеризация которых осуществлялась без внешнего магнитного поля. Структуру поверхности композитов изучали с помощью цифрового микроскопа Keyence VHX-1000 (Япония), растровых электронных микроскопов (РЭМ) Phenom XL (Phenom World BV, Нидерланды) и LIRA-3 (Tescan, Чехия) и атомно-силового микроскопа (АСМ) EasyScan (Nanosurf, Швейцария), работающего в полуконтактном режиме на воздухе при комнатной температуре. При этом применяли защиту АСМ от внешних возбуждений [5] с помощью динамического антивибрационного столика TS-150 (Fabrik am Weiher, Швейцария). В АСМ использовались кантилеверы Super Sharp Silicon (Nanosensors, Switzerland) с радиусом закругления зонда порядка 2 нм. Для визуализации частиц наполнителя в каучуковой матрице дополнительно использовалась мода фазового контраста. Воздействие постоянного магнитного поля дискообразного неодимового магнита с индукцией поля 200 мТл на исследуемые композиты осуществлялось в специально сконструированной оснастке, позволяющей проводить АСМ-съемки при фиксированном положении образцов.

На фотографиях рис. 1 а), б) представлены профили поверхности анизотропного магнитного эластомера, полученные с помощью цифрового микроскопа, как в исходном состоянии без наложения внешнего магнитного поля, так и во внешнем магнитном поле 2 кЭ. Видно существенное изменение топографии поверхности композита при наложении на образец внешнего магнитного поля 2 кЭ.

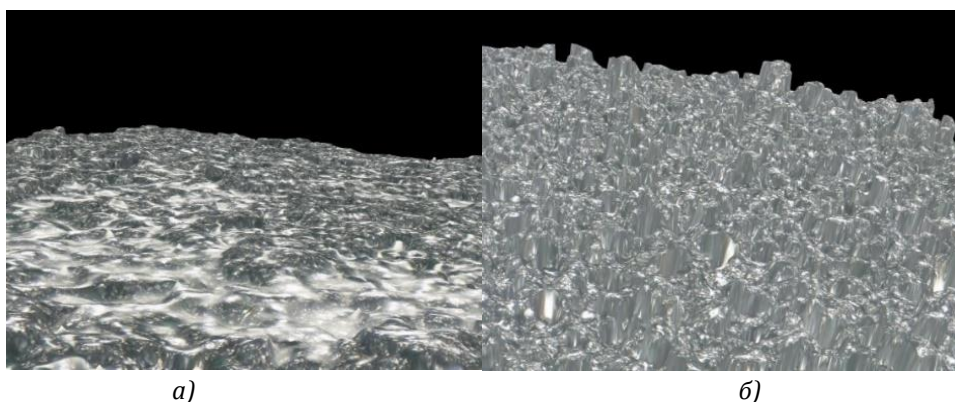


Рис 1. Снимки в цифровом микроскопе Keyence VHX-1000 (увеличение 500) 3Д профиля поверхности образца анизотропного магнитного эластомера, полимеризованного в поле 200 Э.
а): без внешнего магнитного поля: б) во внешнем магнитном поле 2 кЭ.

На рис. 2 а и 2 б представлены АСМ снимки структуры поверхности изотропного магнитоактивного эластомера, находящегося под воздействием наложенного внешнего магнитного поля с номинальным значением 200 мТл и при снятии этого поля. Согласно данным РЭМ и АСМ распределение размеров микро- и наночастиц агрегатов наполнителя в данной матрице находится в пределах 0.5 - 5 мкм. Визуализируется существенная перестройка структуры поверхности композита, возникающая под воздействием этого малого внешнего магнитного поля. Магнитострикционная деформация такого композита достигает 2-3 мкм, что свидетельствует о гигантском магнитострикционном эффекте в исследованном образце, реализуемом в слабом внешнем магнитном поле.

Серии многочисленных экспериментов, проведённых на вибрационных стендах ИМАШ РАН, показали возможность смещения резонансных частот образцов под действием магнитных полей. Этот эффект можно использовать для создания активно управляемого демпфера с обратной связью, путём отстройки от резонансных частот вибрирующего объекта с помощью изменения упруго-жесткостных характеристик магнитоэластичных опор.

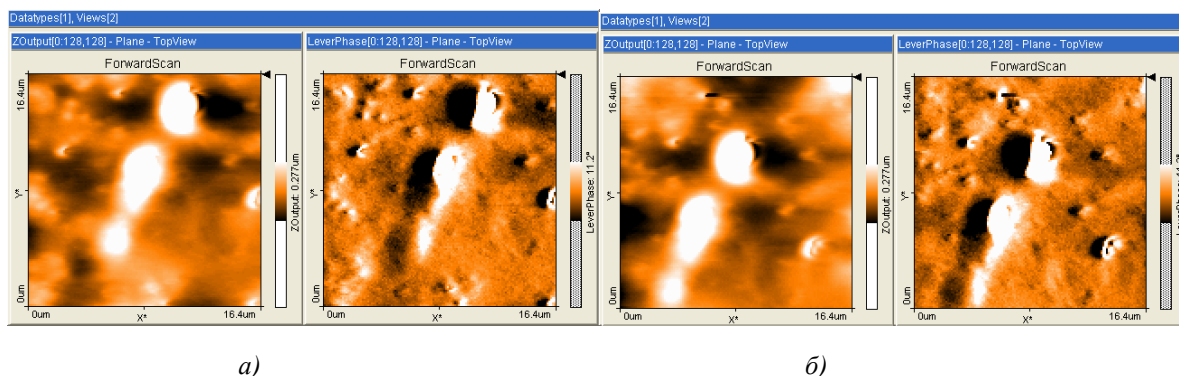


Рис. 2. АСМ снимки структуры поверхности изотропного магнитоактивного эластомера, находящегося:
а) в магнитном поле (левый двойной скан: слева – топография, справа – фазовый контраст);
б) без магнитного поля (правый двойной скан: слева – топография, справа – фазовый контраст). Сканы 16.4 x 16.4 мкм

При этом магнитные поля создаются электромагнитами, которые соединены с системой активного управления с учетом определённой последовательности положения полярности магнитов с прямой и обратной связью [6]. Смещение или увод резонансных частот может осуществляться как в область более высоких частот, так и в область более низких частот относительно рабочей частоты. Увеличение жёсткости опор позволяет отстраивать от резонансной частоты в системе в более высокочастотную область колебаний. Уменьшение жёсткости опор позволяет уводить систему в более низкочастотную область колебаний. Демпферы такого типа можно использовать в виброзащитной приборной технике, в нано и космических технологиях, где необходимо в автоматическом режиме контролировать и поддерживать минимальный уровень вибраций научных и технических объектов.

Таким образом, магнитореологические эластомеры представляют большую перспективу в вопросах, связанных с созданием новых композиционных материалов с наполнителями, которые придавали бы востребованному инновационному материалу заданные технические параметры. Полученные результаты могут явиться основой конструирования активно управляемых демпферов с обратной связью, а также перспективных магнитоэластичных двигателей нового поколения, обладающих микро и нано размерными точностями позиционирования и возможностями передачи значительных силовых воздействий на управляемые объекты.

Работа выполнена по теме АААА-А19-119012290177-0. Работа поддержана РФФИ № 19-53-12039

Литература

1. Abramchuk S., Kramarenko E., Stepanov G. et all. Novel highly elastic magnetic materials for dampers and seals I: preparation and characterization of the elastic materials // *Polym. Adv. Technol.* 2007. 18 (11). P. 883-90
2. Sorokin V. V., Stepanov G. V., Shamonin M. et all. Hysteresis of the viscoelastic properties and the normal force in magnetically and mechanically soft magnetoactive elastomers: effects of filler composition, strain amplitude and magnetic field // *Polymer* 2015. Vol 76. P. 191-202
3. Михайлов В.П., Базиненков А.М., Долинин П.А., Степанов Г.В. Динамическое моделирование активного демпфера // *Вестник машиностроения*. 2018. № 3. С. 34-36
4. Минаев А.Я., Коровкин Ю.В. Изучение динамических свойств магнитоактивных эластомеров и разработка демпфирующих опор // *Сборка в машиностроении, приборостроении*. 2018. №1. С.10-12.
5. Valiev H. H., Vlasov A. N., Vorobyev et all. 2019 Atomic force and electron scanning microscopy of silicone composites // <http://dx.doi.org/10.5772/intechopen.79537>
6. Минаев А.Я., Коровкин Ю.В., Степанов Г.В. *Патент на изобретение №2698595. Магнитоэластичный управляемый демпфер*

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРА И ПРИЧИНЫ ОБРАЗОВАНИЯ
ДЕФЕКТОВ НА ПОВЕРХНОСТИ ПЕРА ЛОПАТОК РАБОЧИХ
КОМПРЕССОРА НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ ИЗ ТИТАНОВОГО СПЛАВА
BT3-1**

*THE CHARACTERIZATION OF FLAWING ON FEATHER SURFACE OF LOW
PRESSURE COMPRESSOR BLADINGS FROM VT-3 TITANIUM ALLOY*

Козырева О.Е. – аспирант, **Белелюбский Б.Ф.** – кандидат технических наук, доцент,

Волгина Н.И. – кандидат технических наук, доцент

Московский политехнический университет

triton-adept@yandex.ru

Abstract. The article provides the results of the study of flawing on feather surface of low pressure compressor bladings. These defects were identified during flaw-detective etching treatment, and were intentionally, with the help of mechanical and electrical influences. During the study, a comparison of the microstructure of the feather surface of bladings in the area of identified and specially caused defects was made in order to determine their nature and the cause of their formation.

Key words: titanium alloy, low pressure compressor bladings, burn, electron metallography, microhardness, overquenching, beta-titanium alloy.

Аннотация. В статье приведены результаты исследования дефектов на поверхности лопаток рабочих компрессора низкого давления. Указанные дефекты были выявлены во время дефектоскопического травления, а также наведены специально, при помощи механического и электрического воздействий. Во время исследования было проведено сравнение микроструктуры материала лопаток в зоне выявленных и специально наведенных дефектов с целью определения их характера и причины их образования.

Ключевые слова: титановые сплавы, лопатки компрессора низкого давления, структурная неоднородность, прижог, электронная микроскопия, микротвердость, подкалка, β -фаза.

В настоящее время титановые сплавы являются одним из наиболее распространенных конструкционных материалов для производства лопаток газотурбинных двигателей (ГТД). Примерами таких сплавов могут служить: BT3-1, BT5-1, BT8, BT9, OT4-1 и т.д. Выбор титановых сплавов в качестве конструкционного материала обусловлен такими их свойствами, как высокая прочность, коррозионная стойкость, жаропрочность и т.д. Однако титановые сплавы имеют и ряд недостатков, например, низкую теплопроводность и высокую физико-химическую активность к окислительным процессам при высоких температурах. Это следует учитывать в процессе производства деталей и изделий из титановых сплавов, так как перечисленные недостатки могут привести к возникновению брака еще на стадии производства и изготовления.

В соответствии со сказанным выше, актуальной задачей при производстве лопаток компрессоров ГТД из титановых сплавов является своевременное выявление и идентификация дефектов, в том числе не нарушающих сплошность металла, а также последующее их устранение.

В процессе производства лопатки компрессоров ГТД подвергаются следующим операциям: штамповке, шлифованию, полированию, глянцеванию и т.д. Во время прохождения всех этих операций поверхность пера лопатки соприкасается со штампом, высадочным и обрабатывающим инструментом. Если при этом неправильно подобран режим штамповки, или механической обработки, а также, не соблюдается технология, предусматривающая охлаждение высадочного инструмента на поверхности лопатки могут возникнуть характерные пятна – прижоги.

Прижогом является дефект, представляющий собой местное изменение структуры и фазового состава сплава в результате локального перегрева поверхности детали или полуфабриката.

Прижоги сопровождаются не только местными фазовыми и структурными изменениями материала поверхности лопатки, помимо этого в зоне прижога изменяются механические свойства обработанной поверхности, увеличивается газонасыщение, в результате чего может образовываться альфированный слой, возникают поверхностные остаточные напряжения растяжения, которые могут привести к образованию трещин и разрушению лопаток ГТД.

Прижоги, возникшие при относительно небольших температура нагрева, невооруженным глазом увидеть практически невозможно. Согласно применяемой в настоящее время технологии прижоги на лопатках из титановых сплавов контролируют методом контрольного химического травления в водных растворах смеси азотной и фтороводородной кислот. В процессе контрольного травления прижоги выявляются в виде белых пятен с характерным светлым матовым ореолом; это происходит за счет различных скоростей травления в месте прижога по сравнению с неповрежденной поверхностью лопатки.

Помимо травления в качестве дополнительного метода подтверждения наличия прижога используется определение микротвердости в зоне с повышенной травимостью. Дело в том, что в процессе локального разогрева за счет своей высокой химической активности титан начинает интенсивно поглощать газы, содержащиеся в воздухе, за счет чего происходит повышение микротвердости разогретого участка по сравнению с основным материалом детали или изделия. Таким образом, измерение микротвердости позволяет дополнительно подтвердить наличие локальной зоны с измененной структурой.

Однако помимо выявления прижогов, важно отличить их от других дефектов, имеющих аналогичный внешний вид и похожие структурные изменения: неметаллических включений, значительно обогащенных кислородом и азотом, зон с аномальной травимостью, отличающихся от основного металла химическим составом и т.д.

Целью данной работы является определение характера и причины образования на поверхности пера двух лопаток из титанового сплава BT3-1 зон повышенной травимости. А также подтверждения характера обнаруженных дефектов путем сравнения возникших структурных изменений в зонах, обнаруженных при контрольном травлении, и искусственно наведенных прижогов.

Лопатки были получены из исходной электровысаженной заготовки методом штамповки, по окончании которой лопатки вытаскивались холодными клещами за перо из штампа изотермической установки. Затем последовали операции механической обработки, полировки, глянцеваания и дефектоскопического травления.

Во время дефектоскопического травления на поверхности пера обеих лопаток вблизи выходной кромки над бандажной полкой с обеих сторон были обнаружены пятна более светлого (блестящего) оттенка, чем остальная серая матовая поверхность лопаток. Также с целью сравнения микроструктуры на поверхности пера обеих лопаток под бандажной полкой были искусственно наведены прижоги: при механической обработке и электрический прижог.

Прижоги, искусственно наведенные при механической обработке после дефектоскопического травления имеют вид белых пятен на матовом сером фоне основного материала лопатки. Электроприжоги имеют вид светлых блестящих пятен круглой формы со светло – серым матовым ореолом вокруг них на фоне серого матового цвета основного материала лопатки. Электроприжоги носят как сквозной, так и несквозной характер.

Затем было проведено исследование поверхности лопаток под электронным микроскопом, при котором было отмечено следующее:

- на обеих лопатках в зоне пятен, обнаруженных после дефектоскопического травления на выходной кромке, наблюдаются структурные изменения, заключающиеся в подкалке β -фазы по сравнению с исходным состоянием основного материала лопаток;

- в зоне прижогов, искусственно наведенных при механической обработке, наблюдаются аналогичные структурные изменения, с той лишь разницей, что подкалка β -фазы носит более значительный характер;

- в зоне электроприжогов наблюдается структура, состоящая из крупных полиэдрических β -зерен.

С целью исследования возможных изменений структуры по сечению через зоны с прижогами были изготовлены поперечные микрошлифы. Анализ микрошлифов позволил установить следующее:

- макроструктура основного материала обеих лопаток одинакова и соответствует 1 – 2 баллу 10-ти балльной шкалы макроструктур титановых сплавов, фон матовый.

- микроструктура основного материала обеих лопаток соответствует 2 – 3 типу шкалы $\alpha+\beta$ -титановых сплавов.

- по сечению обеих лопаток в зоне пятен на выходной кромке, выявленных при дефектоскопическом травлении, каких – либо структурных изменений не обнаружено;

- в макроструктуре материала в зоне прижогов, искусственно наведенных при механической обработке, наблюдаются структурные изменения, связанные с подкалкой материала в виде белых матовых пятен глубиной до 0,53 мм, при этом фон материала в зоне пятен блестящий;

- микроструктура соответствует тому же типу (2-3 – му типу шкалы $\alpha+\beta$ - титановых сплавов), что и основной материал лопатки, однако при этом обнаружены изменения тонкой структуры – подкалка β -фазы, что характерно для разогрева до температур 800 – 850 °С, т.е. ниже температуры полиморфного превращения – Тпп).

- в макроструктуре материала в зоне электроприжогов обнаружено укрупнение зерен до 5 – 6 балла 10-ти балльной шкалы макроструктур титановых сплавов, фон блестящий. Вокруг прижога наблюдается зона термического воздействия (ЗТВ).

- в микроструктуре в зоне электроприжога наблюдается структура с крупными полиэдрическими β -зернами, что характерно для разогрева выше температуры полиморфного превращения.

По требованиям технической документации величина макрозерна для лопаток ротора допускается до 3 балла; фон и микроструктура не оговариваются. Прижоги не допускаются. Микроструктура должна соответствовать 1-5 типу шкалы № 2 данного ОСТА. Прижоги не допускаются.

Наличие подкалки β -фазы, укрупнение макрозерна, наличие блестящего фона и исчезновение α -фазы являются теми структурными изменениями, которые характерны для прижога

Также были проведены замеры микротвердости в зонах прижогов и в основном материале. Результаты замеров микротвердости и относительная разница между микротвердостью в зоне прижога и основного материала, приведены в таблице № 1

Проведенным спектральным анализом установлено, что маркой материала обеих лопаток является титановый сплав ВТЗ-1, предусмотренный ТТ чертежа.

Проведенное исследование позволило сделать следующие выводы:

Марка материала обеих лопаток соответствует титановому сплаву ВТЗ-1, предусмотренному ТТ чертежа.

На исследуемых лопатках обнаружены три вида дефектов: прижоги, выявленные при дефектоскопическом травлении, искусственно наведенные механические и электроприжоги.

Изменения структуры, вызванные прижогами, обнаруженными после дефектоскопического травления, являются поверхностными и заключаются в подкалке β -фазы, а также увеличении микротвердости материала. Такой вид прижогов может быть исправлен проведением стабилизирующего отжига.

В микроструктуре материала лопатки в зоне прижогов, искусственно наведенных при механической обработке, обнаружена подкалка β -фазы и увеличение микротвердости, что характерно для разогрева до температур \approx 800 – 850 °С.

В зоне электроприжогов отмечено наличие крупных полиэдрических зерен β -фазы и значительное увеличение микротвердости, что характерно для нагрева выше температуры полиморфного превращения - Тпп. Подобный вид дефектов не устраним.

Табл. № 1

Усл. № лопатки		1	2	относительная разница между микротвердостью в зоне пятна/прижога и основного материала, %
Микротвердость, НВ ₁₀₀ кгс/мм ²	В зоне пятен выявленных при дефектоскопическом травлении	501	519	27/30
	В зоне прижогов, искусственно наведенных механической обработкой	527	-	27*
	В зоне искусственно наведенных электроприжогов	-	743	77*
	Основной материал	395	399	-

* В соответствии с требованиями технической документации разница микротвердости на лопатках не должна превышать 20 %.

Литература

1. Лахтин Ю.М., Леонтьева В.П. Материаловедение / Ю.М Лахтин, В.П. Леонтьева – М.: Альянс, 2013 – 528 с.
2. Мальцев В.М. Металлография промышленных цветных металлов и сплавов/ Мальцев В.М. – М.: Альянс, 2000 – 362 с.
3. Глазунов С.Г. Титановые сплавы. Т. 1 / С.Г. Глазунов – М.: ВИАМ, 2015 – 135 с.

**КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОГО
СЖАТИЯ ЦИЛИНДРА С УЧЕТОМ ДИССИПАЦИИ ЭНЕРГИИ**
*FINITE-ELEMENT SIMULATION OF CYCLIC COMPRESSION OF A CYLINDER
WITH ACCOUNT FOR ENERGY DISSIPATION*

Королёв¹ П.В. – ассистент, **Маслов^{1,2} Л.Б.** – д.ф.-м.н., доц., **Шилов^{1,2} М.А.** – к.т.н., доц.,
Фомин² С.В. – к.т.н., доц.

¹ФГБОУ ВО «Ивановский государственный энергетический университет им.В.И.Ленина»

²ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет»

tipm@tipm.ispu.ru

Abstract. The solution of the associated thermoelastic problem of dynamic compression of a cylindrical sample of hyperelastic material in an axisymmetric formulation using the Abaqus Simulia finite element modeling software package is considered in this article. The results of a numerical experiment are presented. An analysis of the results is carried out, a conclusion is drawn on the need to take into account energy dissipation in the study of materials operating under cyclic loading.
Key words: finite element method, tire, simulation, steady-state transport.

Аннотация. В данной работе рассмотрено решение связанной термоупругой задачи динамического сжатия цилиндрического образца из гиперупругого материала в осесимметричной постановке с применением программного комплекса конечно-элементного моделирования Abaqus Simulia. Приведены результаты численного эксперимента. Выполнен анализ полученных результатов, сделан вывод о необходимости учета диссипации энергии при исследовании материалов, работающих в условиях циклического нагружения.

Ключевые слова: метод конечных элементов, шина, моделирование, качение.

Введение

Термоупругость учитывает связанность процессов упругого деформирования и теплопроводности [1]. Связанность полей оказывает существенное влияние на распределение деформаций и температуры при нестационарных процессах и импульсных нагружениях, особенно при резонансе [2]. В этой связи особый интерес представляют динамические задачи связанной термоупругости. При учёте связанности деформаций и температуры среда становится диссипативной, что, в частности, изменяет характер волновых процессов: в термоупругой среде волны затухают и обладают дисперсией. Все эти особенности отражаются и на специфике численных моделей (например дифференциальные уравнения термоупругого движения оказываются несамосопряженными) [3].

Испытание на сжатие

За основу для разработки схемы численного эксперимента возьмем циклическое испытание на одноосное сжатие резинового цилиндра (рис. 1)

Образец помещается на нижнюю платформу и зажимается верхней платформой с предварительным напряжением до значения смещения площадки 4,5 мм, затем включается возбудитель колебаний, прикладывается циклическая нагрузка таким образом, чтобы обеспечивалась постоянная амплитуда колебаний. Резиновый образец для испытаний никак дополнительно между рабочих площадок не фиксируется. В качестве образца использовался цилиндр с высотой 25 мм, диаметром 17.8 мм. Скорость сжатия 100 мм/мин.

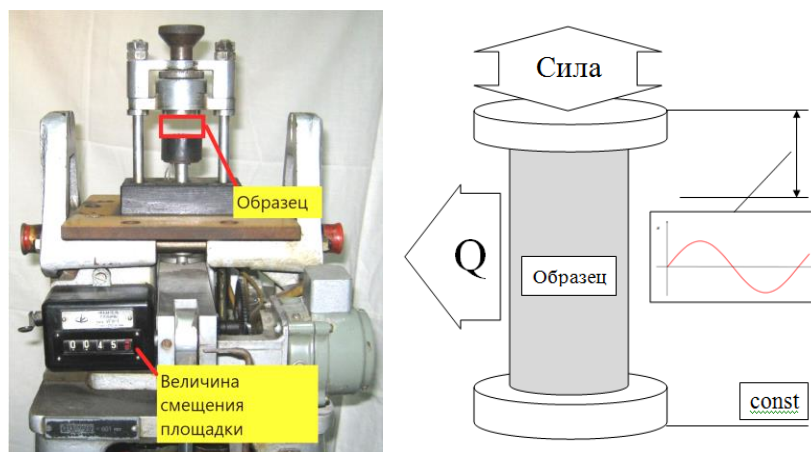


Рис. 1. Внешний вид и схема испытательной установки

Производятся замеры значений сил, смещений и температур в основании образца, схема расположения термопары. Затрудненность, а зачастую полная невозможность замеров значений температур внутри исследуемого образца накладывает существенные ограничения на применение данной методики экспериментального исследования диссипации энергии. Таким образом, в главе рассмотрен алгоритм экспериментального исследования термоупругих свойств гиперупругих эластомеров.

Постановка

Решение связанной задачи термоупругости необходимо, когда анализ напряжения зависит от распределения температуры, а распределение температуры зависит от решения напряжения. Например, проблемы металлообработки могут включать значительный нагрев из-за неупругой деформации материала, которая, в свою очередь, меняет свойства материала. Кроме того, существуют некоторые проблемы в условиях контакта, когда тепло, проводимое между поверхностями, может сильно зависеть от разделения поверхностей или давления, передаваемого через поверхности. Для таких случаев тепловые и механические решения должны быть получены одновременно, а не последовательно.

В Abaqus / Standard температура учитывается введением обратной разностной схемы, а нелинейно-связанная система решается с использованием метода Ньютона. Abaqus / Standard предлагает как точную, так и приближительную реализацию метода Ньютона для полностью связанного анализа температурных смещений.

Точная реализация метода Ньютона включает в себя несимметричную матрицу Якоби, как показано в следующем матричном представлении связанных уравнений:

$$\begin{bmatrix} K_{uu} & K_{u\theta} \\ K_{\theta u} & K_{\theta\theta} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta u \\ \Delta \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_u \\ R_\theta \end{Bmatrix},$$

где Δu и $\Delta \theta$ - являются соответствующими поправками к приращению смещения и температуры, K_{ij} - являются подматрицами полностью связанной матрицы Якоби, и R_u и R_θ механические и термические остаточные векторы, соответственно.

С точки зрения моделирования свойств материала, в отличие от упругой постановки, в связанной термоупругой задаче помимо стандартных механических свойств, необходимо так же учитывать: температурные эффекты материала, неэластичную долю тепла, терморологические температурные эффекты.

Геометрия

Задача решается в осесимметричной постановке. В модели задействованы три детали: сам цилиндр, верхняя и нижняя опоры.

Свойства материалов

Для моделирования гиперупругих свойств исследуемого материала использовалась модель Нео-Гука. Вязкоупругие свойства цилиндра заданы путем описания во временной области безразмерных модулей сдвига и объемной релаксации для рядов Прони. Свойства

цилиндрического резинового образца и металлических оснований представлены в таблице 1.

Табл.1. Свойства материалов

Величина	Сталь	Образец
Плотность (кг/м ³)	7300	993
Коэффициент расширения (°C ⁻¹)	10.8×10 ⁻⁶	9.0×10 ⁻⁵
Коэффициент теплопроводности (Вт/м°C)	70	0.6
Теплоемкость (Дж/кг°C)	320	1255
Модель Нео-Гука		
Величина	C_{10}	D_1
Значения	1042.3	9.6267E-006
Вязкоупругие свойства (Прони)		
g_i	t_i	τ_i
0.0396	0	1.766
0.1018	0	0.1536
0.858	0	0.0127

Описание граничных условий

Так как сжатие цилиндра происходит путем смещения опор относительно друг друга, то основание одной из опор блокируется от всех перемещений, в том числе и вращательных, у второй опоры блокируется так же все перемещения кроме того, что направлено вдоль оси вращения цилиндра. Опоры и основания цилиндра жестко сцеплены и не двигаются относительно друг друга.

Циклическое воздействие на цилиндр описывается изменением смещения верхней опоры относительно неподвижной нижней. Здесь амплитуда колебаний верхней опоры относительно положения равновесия – 2,25 мм, имеет место первоначальное прижатие на 4,5 мм. Величина «смещение» регулирует воздействие в долях от величины начального смещения (4,5 мм), которое задает положение точки отсчета для начала колебаний.

Выбор конечного элемента. Для моделирования процесса нагрева цилиндра от воздействия циклической нагрузки в осесимметричной постановке был выбран 4-х узловой осесимметричный термосвязанный элемент, осуществляющий запись двухосевого смещения и температуры.

Вывод результатов. В результате численного эксперимента получено распределение температур в материале цилиндра после последнего цикла воздействия (рис.2).

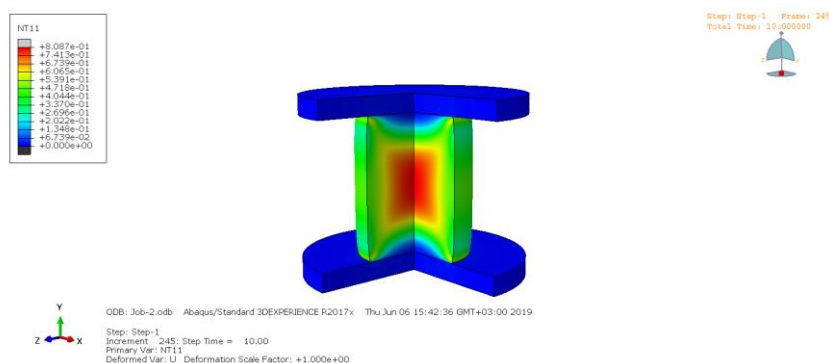


Рис. 2. Распределение температур в конце эксперимента

График изменения температуры произвольной точки внутри материала исследуемого образца представлен на рис. 3.

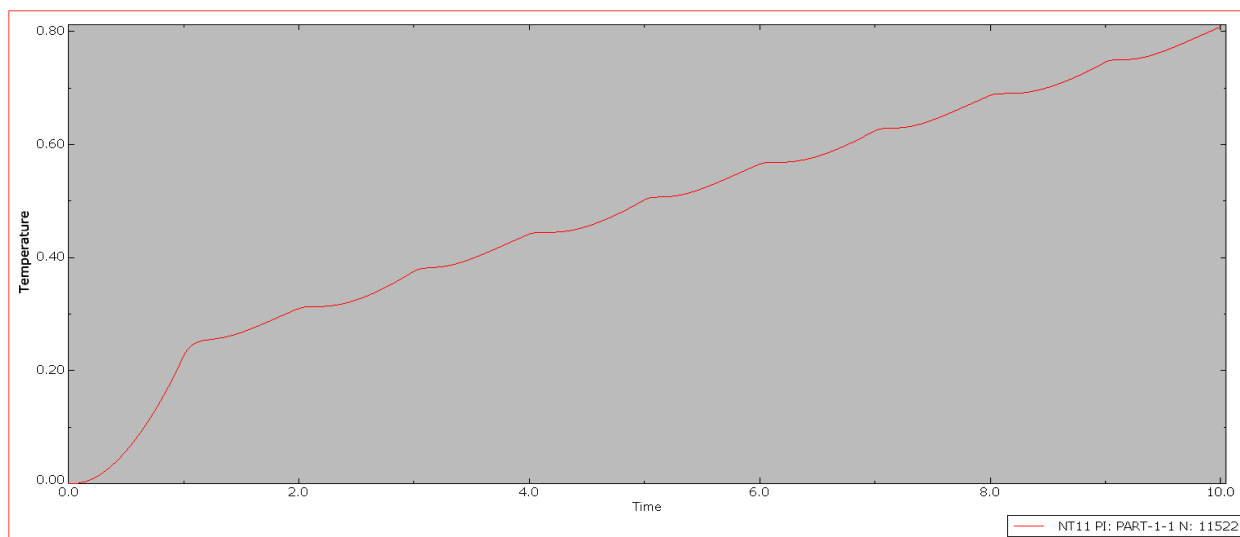


Рис.3. График изменение температуры точки в ходе эксперимента

Помимо представленных параметров, возможен вывод стандартных результатов для упругой задачи: напряжения, смещения, реакции сил и т.д.

Анализ результатов показал, что в результате диссипации энергии при динамическом нагружении цилиндра, даже при малом количестве циклов, рост температуры внутри материала составил 1 градус, что позволяет говорить о значительном влиянии рассеивания энергии при больших значениях циклов нагружения.

Заключение

В ходе работы был разработан алгоритм решения связанной термоупругой задачи циклического сжатия резинового цилиндра методом конечных элементов с использованием программного комплекса Abaqus Simulia. В результате численного эксперимента получено распределение температур в материале цилиндрического образца во времени. Установлено, что даже при небольшом количестве циклов нагружения имеет место рост температуры материала на 1 градус, что говорит о значительном влиянии диссипации энергии на физико-механические характеристики материала.

Литература

1. Боли, Б. Теория температурных напряжений / Б.Боли, Дж.Уэйнер // М.: Мир. - 1964. - 520 с.
2. Карслоу, Г. Теплопроводность твердых тел / Г.Карслоу., Д.Егер // М.: Наука. - 1964. - 488 с.
3. Новацкий, В. Теория упругости / В.Новацкий // М.: Мир. - 1975. - 872 с.
4. Лычев, С.А. Связанная динамическая задача термоупругости для конечного цилиндра / С.А. Лычев // Вестник СамГУ - Естественнонаучная серия. - 2003. - №4(30).

КЛАССИФИКАЦИЯ МОДЕЛЕЙ ЛИНЕЙНОЙ ВЯЗКОУПРУГОСТИ¹

CLASSIFICATION OF LINEAR VISCOELASTIC MODELS

А.И. Круссер – аспирант, м.н.с., М.В. Шитикова – доктор физико-математических наук, профессор

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет (ВГТУ)»
an.krusser@yandex.ru

Abstract. In the world literature there exists a wide variety of papers devoted to linear viscoelastic models. This work was initiated by the absence of a single generally accepted classification of viscoelastic models. We focused on the basic mechanical models, namely, the Kelvin-Voigt, Maxwell, standard linear solid and Jeffreys models. All other models are various combinations of basic elements connected in series or in parallel.

Key words: viscoelasticity, Kelvin-Voigt element, Maxwell element.

Аннотация. В мировой литературе существует большое разнообразие работ, посвященных моделям линейной вязкоупругости. Данная работа инициирована отсутствием единой общепринятой классификации вязкоупругих моделей. В связи с этим в ней акцентируется внимание на простейшие механические модели: модели Кельвина-Фойгта, Максвелла, стандартного линейного твердого тела и Джеффриса, поскольку все остальные известные модели представляют собой различные комбинации 'базовых' вязкоупругих элементов, соединенных между собой последовательно или параллельно.
Ключевые слова: вязкоупругость, элемент Кельвина-Фойгта, элемент Максвелла.

Введение

В последнее время широкое распространение получили полимерные материалы, обладающие вязкоупругими свойствами. Поведение вязкоупругих тел нельзя описать только с позиций классической теории упругости или гидродинамической теории. Для того чтобы наглядно изобразить работу различных вязкоупругих материалов, целесообразно рассмотреть аналогичные механические модели. Они состоят из комбинации идеально-упругих и идеально-вязких элементов, соединенных между собой последовательно или параллельно [1,2].

Идеальным линейным упругим элементом является пружина (элемент Гука), удлинение которой прямо пропорционально приложенной силе [1]

$$F = Ea, \quad (1)$$

где F - приложенная сила, a - удлинение пружины, E - постоянная, называемая модулем упругости пружины. Пружина обладает свойством накапливать механическую энергию.

Идеальным вязким элементом является амортизатор (элемент Ньютона), скорость деформации которого прямо пропорциональна приложенной силе

$$F = \eta Da, \quad (2)$$

где η - постоянная, известная как коэффициент вязкости амортизатора, D обозначает дифференцирование по времени. Амортизатор проявляет способность рассеивать механическую энергию.

В теории линейной вязкоупругости рассматриваются модели, состоящие из комбинаций пружин и амортизаторов.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 17-01-00490

Двухэлементные модели

1) Модель Максвелла

Последовательное соединение упругого и вязкого элементов является простейшей схемой, получившей название модели Максвелла (Рис.1а). В этом случае сила F одинакова для пружины и амортизатора, а удлинение a равно сумме их удлинений [1]:

$$Da = \frac{1}{E}DF + \frac{1}{\eta}F. \quad (3)$$

2) Модель Кельвина-Фойгта

Параллельное соединение упругого и вязкого элементов получило название модели Кельвина-Фойгта (Рис.1б). В этом случае удлинения a одинаковы, а сила F равна сумме сил, растягивающих пружину и амортизатор [1]:

$$F = Ea + \eta Da. \quad (4)$$

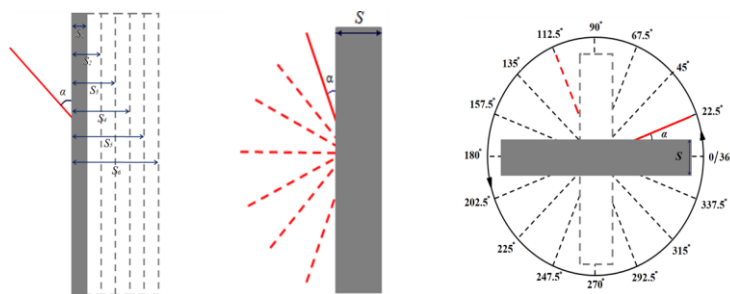


Рис.1. Схемы двухэлементных моделей: а) модель Максвелла; б) модель Кельвина-Фойгта

Трехэлементные модели

Трехэлементные модели состоят из комбинаций соединений двух пружин и одного амортизатора или одной пружины и двух амортизаторов. В литературе встречается большое разнообразие названий данных моделей и нет единой структуры их классификации.

1) Трехэлементные упругие модели или модели стандартного линейного твердого тела

Трехэлементные упругие модели [1], называемые также моделями стандартного линейного твердого тела [4,6,8,11-14] или моделями Зинера [4,6,8,13,14] и Пойнтинга-Томсона [3-5,12], получают присоединением пружины последовательно к модели Кельвина-Фойгта (Рис.2а) или параллельно к модели Максвелла (Рис.2б). В связи с этим данные модели также называют стандартными трехпараметрическими моделями Фойгта и Максвелла, соответственно [12].

Применяя правила сочетания для последовательно и параллельно соединенных элементов и выполнив простейшие преобразования, получим общее уравнение, определяющее зависимость между силой F и удлинением a [1]:

$$DF + p_0F = q_1Da + q_0a, \quad (5)$$

где $p_0 = \frac{E_1 + E_2}{\eta}$; $q_1 = E_1$; $q_0 = \frac{E_1E_2}{\eta}$ для модели на Рис.2а и $p_0 = \frac{E_1}{\eta}$; $q_1 = E_1 + E_2$; $q_0 = \frac{E_1E_2}{\eta}$

для модели на Рис.2б.

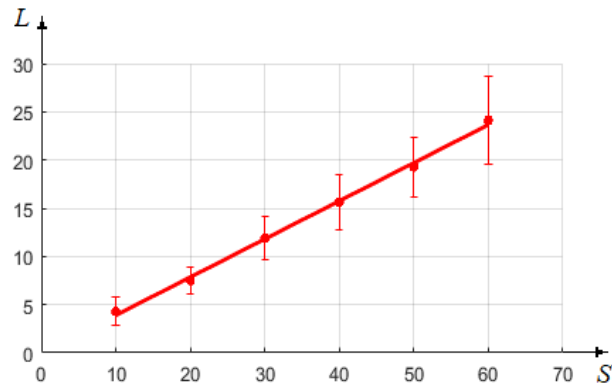


Рис.2. Схемы трехэлементных упругих моделей

2) Трехэлементные вязкие модели или модели стандартной линейной жидкости. Трехэлементные вязкие модели [1] в литературе часто называют моделями Джеффриса [4,6,9] или моделями стандартной линейной жидкости [4,6]. Они получаются присоединением амортизатора последовательно к модели Кельвина-Фойгта (Рис.3а) или параллельно к модели Максвелла (Рис.3б). В связи с этим данные модели также называют нестандартными трехпараметрическими моделями Фойгта и Максвелла, соответственно [12].

Применяя правила сочетания для последовательно и параллельно соединенных элементов и выполнив простейшие преобразования, получим общее уравнение, определяющее зависимость между силой F и удлинением a [1]:

$$DF + p_0F = q_2D^2a + q_1Da, \quad (6)$$

где $p_0 = \frac{E}{E\eta_1 + \eta_2}$; $q_2 = \frac{\eta_1\eta_2}{E\eta_1 + \eta_2}$; $q_1 = \frac{E\eta_1}{E\eta_1 + \eta_2}$ для модели на Рис.3а и

$p_0 = \frac{E}{\eta}$; $q_2 = \eta_2$; $q_1 = \frac{E(\eta_1 + \eta_2)}{\eta}$ для модели на Рис.3б.

Более сложные модели, состоящие из большего числа элементов, являются различными комбинациями представленных выше базовых моделей. К ним относятся четырехэлементные модели или модели Бюргера [4,6,7,9,12,14], пятиэлементные модели [3], а также схемы, состоящие из бесконечного числа элементов, известные в литературе как обобщенные модели Максвелла и Фойгта [1,2,14] или модель Вихерта [11,14].

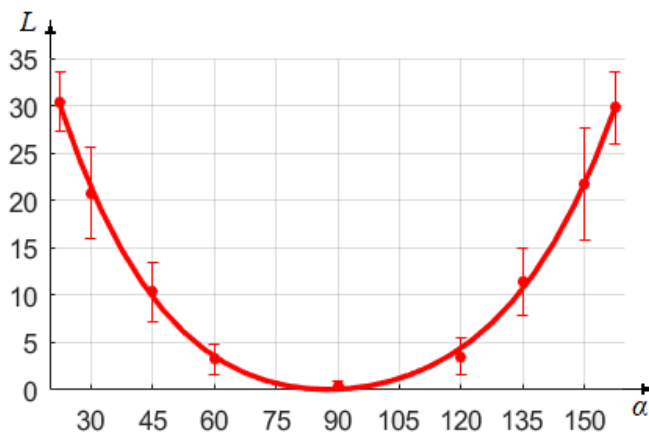


Рис.3. Схемы трехэлементных вязких моделей

Заключение

В связи с появлением новых полимерных материалов, поведение которых часто описывается линейными вязкоупругими моделями, многие ученые посвятили свои работы их изучению и сопоставлению. Начиная с конца 19 века и заканчивая современными обзорами литературы, встречается большое разнообразие названий одних и тех же механических моделей вязкоупругих материалов, представленных в различных источниках.

В данной работе приведена обобщающая классификация двух- и трехэлементных линейных моделей, состоящих из последовательно и параллельно соединенных пружин и амортизаторов. Следует отметить, что модели линейной вязкоупругости были обобщены введением дробной производной различных порядков, в результате чего появились модели вязкоупругости на основе операторов дробного порядка, обзор которых представлен в [10, 15].

Работа поддержана РФФИ, проект № 17-01-00490

Литература

1. Д. Бленд, Теория линейной вязко-упругости. - Москва : Мир, 1965. - 199 с.
2. Р. Кристенсен, Введение в теорию вязкоупругости. - Москва : Мир, 1974. - 338 с.
3. V. Bogomolov, V. Zhdanyuk, A. Tsynka, Viscoelastic structural model of asphalt, Автомобильный транспорт : сб. науч. тр. – Харьков, 2016. – Вып. 38. – С. 117–125.
4. M. Kruzik, T. Roubicek, Mathematical Methods in Continuum Mechanics of Solids, Springer Nature Switzerland AG. -2019. - 617 p.
5. J. Liang, H. Guangli, Application of a Viscoelastic Model to Creep Settlement of High-Fill Embankments, Advances in Civil Engineering. -2019. -Vol.5. - P.1-8.
6. F. Mainardi, G. Spada, Creep, relaxation and viscosity properties for basic fractional models in rheology, Eur. Phys. J. Special Topics. -2011. –Vol. 193. - P. 133–160.
7. A.I. Malkin, A.I. Isayev, Rheology Concept, Methods and Applications, ChemTec Publishing. -2017. - 528 p.
8. T. F. Nonnenmacher, W. G. Glöckle, A fractional model for mechanical stress relaxation, Philosophical Magazine Letters. -1991. – Vol.64. -pp.89-93.
9. M. Reyner, Deformation, strain and flow: An elementary introduction to rheology, H. K. Lewis & Co. Ltd, London. -1960. -347 p.
10. Yu.A. Rossikhin, M.V. Shitikova, Application of fractional calculus to dynamic problems of linear and nonlinear hereditary mechanics of solids, Appl. Mech. Rev. -1997. – Vol.50. –Issue 1. –P. 15–67.
11. D. Roylance, Engineering Viscoelasticity, Dep. Mater. Sci. Eng. Inst. Technol., Cambridge. -2001. -Vol. 2139. - P. 1–37.
12. N.Tschoegl, The Phenomenological Theory of Linear Viscoelastic Behavior: An Introduction, Springer-Verlag, Berlin. -1989. -769 p.
13. I. M. Ward, Mechanical Properties of Solid Polymers. Chichester: Wiley. -1983.
14. X.Q. Zhou, D.Y. Yu., X.Y. Shao, S.Q. Zhang, S. Wang, Research and applications of viscoelastic vibration damping materials: A review, Composite Structures. -2016. -Vol. 136. - P. 460–480.
15. Yu.A. Rossikhin, M.V. Shitikova, Fractional operator models of viscoelasticity, Encyclopedia of Continuum Mechanics, Springer-Verlag GmbH Germany, part of Springer Nature. -2019.

**АУКСЕТИЧЕСКИЕ МАТЕРИАЛЫ: КЛАССИФИКАЦИЯ,
МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ПРИЛОЖЕНИЯ¹**
*AUXETIC MATERIALS: CLASSIFICATION, MECHANICAL PROPERTIES AND
APPLICATIONS*

Мазаев А.В. – аспирант, **Аженеза О.** – аспирант, **Шитикова М.В.** – д-р физ.-мат. наук,
проф.

Воронежский государственный технический университет, Научный центр по
фундаментальным исследованиям в области естественных и строительных наук
e-mail: alexeymazaev@bk.ru , ajenez@mail.ru , mvs@vgasu.vrn.ru

Abstract. In contrast to classical materials, auxetic materials (from the Greek word αὐξητικός / auxetikos) have a negative Poisson's ratio, thereby exhibit reverse deformation mechanism. Under a tensile force applied in the longitudinal direction, auxetics expand in the perpendicular transverse direction. Consequently, auxetic materials possess various useful properties for potential applications. This review contains the classification of auxetic materials according to different criteria: the type of structure, cell geometry and scale, mechanical characteristics, methods of their production, and engineering applications. The aim of this work is to sum up structural information on auxetics.

Key words: auxetic materials, negative Poisson's ratio, classification of auxetics, mechanical characteristics.

Аннотация. Ауксетические материалы (сокр. ауксетики от греч. αὐξητικός) в отличие от большинства классических материалов обладают отрицательным коэффициентом Пуассона, благодаря чему имеют обратный механизм деформации [1]. При растягивающей нагрузке в продольном направлении ауксетики расширяются в поперечном направлении, что является основой полезных свойств для потенциальных приложений. Данный обзор содержит классификацию ауксетических материалов по нескольким критериям, здесь учитывается тип структуры, геометрия ячеек и масштаб, механические характеристики, способы получения ауксетиков, инженерные приложения. Целью данной работы является аккумуляция структурной информации по ауксетикам.

Ключевые слова: ауксетические материалы, отрицательный коэффициент Пуассона, классификация ауксетиков, механические характеристики.

Ауксетики, от греч. αὐξητικός, это материалы, обладающие отрицательным коэффициентом Пуассона [1], наличие которого чаще всего определяется геометрией структурных ячеек, размер которых может варьироваться от нано- до макро- масштаба в зависимости от природы материала [2]. Общая классификация ауксетиков представлена на схеме (рис. 1). Различают природные и искусственные ауксетики, первые подразделяются на минеральные и биологические [3], а вторые на двумерные и трехмерные согласно направлениям деформации при механическом воздействии. Наиболее известные природные ауксетики перечислены на рис. 1. Рассмотрим более подробно искусственные структуры и механизмы деформации их составных ячеек [2-4]. Самая популярная геометрия из двумерных – шестиугольная ячейка, по форме напоминающая «бабочку», поскольку два стержня такой ячейки параллельны, а остальные формируют сгибы, симметрично направленные вовнутрь. К вершинам сгибов прикладывается растягивающая или сжимающая нагрузка, тем самым обеспечивая структуре ауксетическое поведение. Другая подобная геометрия формируется на базе треугольника, одна из сторон которого вогнута. При перемещении вершины сгиба также наблюдается отрицательный коэффициент Пуассона.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 17-01-00490

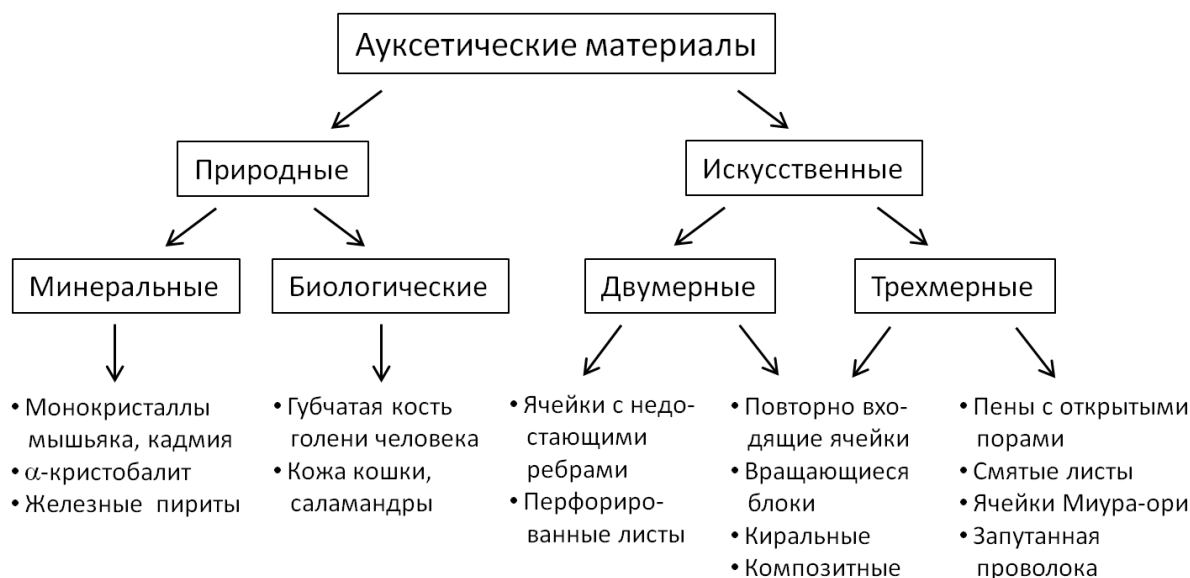


Рис. 1. Общая классификация ауксетических материалов

Помимо двумерных конфигураций вышеописанных структур с **повторно входящими ячейками** возможна их трехмерная реализация. В первом случае необходимо перпендикулярно совместить шестиугольную ячейку в точках сгиба вогнутых вершин с аналогичной ячейкой, во втором случае требуется подобное совмещение. Известны конфигурации ауксетиков на базе **вращающихся блоков**, реализация которых возможна в двумерном и трехмерном пространстве. Тривиальный пример – структура вращающихся в плоскости связанных квадратов, коэффициент Пуассона которой практически равен -1. Вместо квадратов могут использоваться прямоугольники, ромбы или треугольники. Трехмерная реализация механизма такого типа осуществлена на базе вращающихся тетраэдров. Следующий тип механизма называется **киральным** и базируется на вращающихся узлах, которые в двумерной реализации чаще имеют форму круга с тангенциально присоединенными стержнями. При растяжении/сжатии в узлах происходит вращение, что приводит к ауксетическому поведению структуры, коэффициент Пуассона которой приблизительно равен -1. Трехмерная реализация механизма данного типа состоит из кубических узлов и деформируемых ребер, при увеличении числа ячеек, коэффициент Пуассона уменьшается от положительного значения к отрицательному, а сама структура склонна к размерным эффектам.

Помимо автономного использования, ауксетики могут выступать в качестве армирующего компонента матриц. Применяя ауксетические волокна в роли наполнителя, в **композите** усиливается межфазная адгезия при растягивающих нагрузках. Используя ауксетическую прослойку в сэндвич-панелях, можно повысить сопротивление вдавливанию и сдвигу, вибропоглощение и ударную вязкость при сниженной массе. Исключительно двумерная реализация относится к ауксетикам из **перфорированных листов** с упорядоченными или случайно ориентированными надрезами, а также к сеткам из ячеек с **недостающими ребрами**. В первом случае наиболее известна структура с перпендикулярно расположенными надрезами, которая имитирует механизм вращающихся квадратов. Вместо перпендикулярных надрезов допустима перфорация в форме ромбов или трехлучевых звезд (вращающиеся треугольники). Листы со случайно ориентированными разрезами также демонстрируют ауксетическое поведение. Модель ячейки с недостающими ребрами можно получить путем перпендикулярного скрепления середин двух одинаковых стержней с добавлением к их краям дополнительных стержней под прямым углом, формируя незаконченный квадрат. Такая двумерная модель эффективно описывает поведение ауксетического пенополиуретана. Исключительно трехмерная реализация характерна для **пены с открытыми порами**, модели мягкого листа, запутанной проволоки и структуры из

ячеек Миура-ори. Микроструктура вспененного политетрафторэтилена из анизотропных дископодобных частиц в фибриллярной сетке достигает чрезвычайно низких значений отрицательного коэффициента Пуассона вплоть до -12.

Модели **смятых листов** проявляют ауксетическое поведение вследствие механизма разминки, что также характерно для листов графена. Коэффициент Пуассона моделей **запутанной проволоки** медленно уменьшается при растяжении и задерживается в области нуля, а при сжатии величина коэффициента положительная. **Структура из ячеек Миура-ори** формируется посредством зигзагообразных сгибов листа, которые регулируются в зависимости от требуемого ауксетического эффекта [2-4]. Классификация ауксетиков по способу получения представлена на рис. 2.

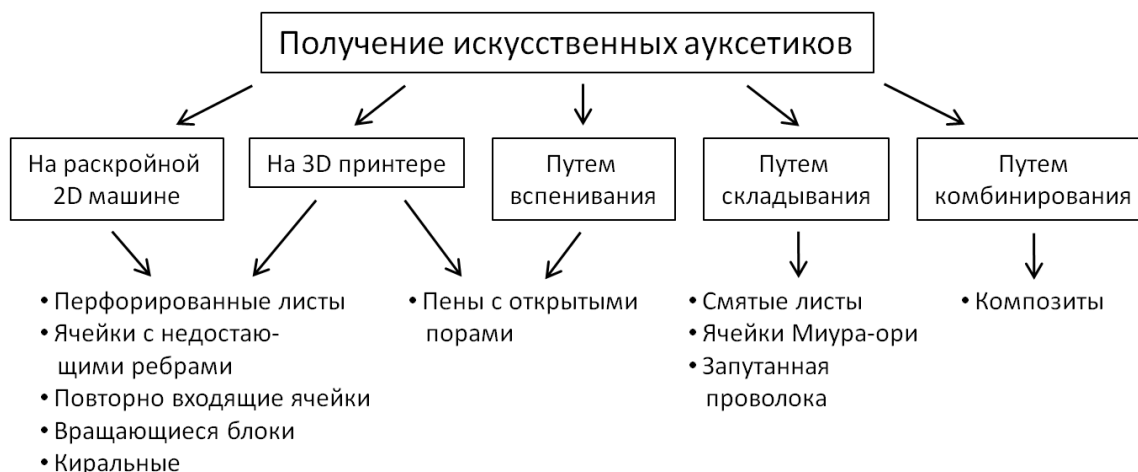


Рис. 2. Классификация ауксетиков по способу получения

Табл.1. Механические свойства ауксетических материалов

Механические свойства	Описания
Улучшенное сопротивление вдавливанию	При испытании на вдавливание у обычного материала образуется вмятина, поскольку в месте давления материал начинает растекаться. У ауксетиков наоборот – материал собирается в месте давления. Это свойство выявлено и наиболее изучено в структурах с повторно входящими ячейками, у полимерных и металлических пен, в композитных сэндвич-панелях
Высокое сопротивление сдвигу	Исходя из хорошо известного соотношения между модулями упругости и сдвига, следует вывод, что при отрицательных значениях коэффициента Пуассона величина сопротивления сдвигу существенно увеличивается. Исследование этого свойства проведено и наиболее изучено в структурах с повторно входящими ячейками, кирального типа
Сопротивление процессу зарождения и раскрытия трещин	Ауксетическое свойство приводит к слабому распространению трещин, которым требуется дополнительная энергия на раскрытие. Данное свойство наиболее характерно для структур с повторно входящими ячейками, в композитах и сэндвич-панелях, твердых пенах
Синкластический изгиб	Поверхность ауксетиков при изгибе принимает форму куполообразной двойной кривизны, т.е. становится синкластической. Это позволяет использовать ауксетики для создания сложных структур через меньшее количество этапов обработки и производственных затрат. Данное свойство наиболее характерно для структур с повторно входящими ячейками
Повышенное поглощение энергии	В сравнении с обычными материалами, ауксетики проявляют превосходные свойства демпфирования и звукопоглощения, что наиболее свойственно пенам с открытыми порами
Переменная проницаемость	Как правило, ауксетики являются пористыми материалами, что влечет за собой низкую плотность, технологичность, изоляционные свойства. Они меняют размер своих пор при нагрузке в определенном направлении. Данное свойство характерно для всех пористых ауксетиков

Ввиду отрицательного коэффициента Пуассона ауксетические материалы обладают полезным набором механических свойств (табл. 1) [5], большинство которых превосходят аналогичные свойства неауксетических материалов, а некоторые являются уникальными. Ауксетики имеют широкое практическое применение [6,7], основные приложения приведены в табл. 2.

Табл. 2. Приложения ауксетических материалов

Области	Назначения (существующие и потенциальные)
Авиационно-космическая	Лопасты для газотурбинного двигателя, теплозащита, виброгасители, звукопоглощение, носовые обтекатели, панели крыльев и заклепки самолета
Военно-оборонная	Пуленепробиваемые жилеты, шлемы, наколенники, защитное снаряжение (при ударном воздействии)
Автомобильная	Виброгасители, амортизаторы, теплозащита, бампер-зажимы, звукопоглощение
Композитные материалы	Армирование волокнами (улучшение адгезии между матрицей и волокном)
Биомедицинская	Стенты коронарных сосудов, биндажи, зубные нити, искусственные кровеносные сосуды, хирургические имплантаты, искусственная кожа
Строительство	Прослойка из ауксетика в стенах зданий для поглощения энергии при ударном воздействии
Датчики	Пьезоэлектрические устройства, гидрофоны, различные датчики (малый объемный модуль делает их более чувствительными к гидростатическому давлению)
Текстильная промышленность	Волокна, функциональные ткани

Заключение

Данный обзор содержит последовательную классификацию искусственных ауксетических материалов, включая наиболее известные типы структур и геометрии составных ячеек, получаемые механические характеристики, основные способы изготовления ауксетиков, а также существующие и потенциальные области их применения. Учитывая малое количество подобных обзоров в русскоязычной литературе, данная работа поможет начинающим исследователям и инженерам составить начальное представление о бурно развивающейся механике ауксетических материалов.

Литература

1. Evans K. E. Auxetic polymers: a new range of materials // Endeavour. – 1991. – V. 15. – № 4. – P. 170-174.
2. Saxena K.K., Das R., Calius E.P. Three decades of auxetics research – materials with negative Poisson's ratio: a review // Advanced Engineering Materials. – 2016. V. 18, № 11. – P. 1847-1870.
3. Günel O., Ranjbar M. Review on auxetic materials // 1st International Conference on Advances in Mechanical and Mechatronics Engineering, 8-9 Nov 2018, Ankara.
4. Novak N., Vesenjак M., Ren Z. Auxetic cellular materials-a review // Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering. – 2016. – V. 62. – №. 9. – P. 485-493.
5. Cho H., Seo D., Kim D.N. Mechanics of auxetic materials // Handbook of Mechanics of Materials. – 2018. – P. 1-25.
6. Prawoto Y. Seeing auxetic materials from the mechanics point of view: a structural review on the negative Poisson's ratio // Computational Materials Science. – 2012. – V. 58. – P. 140-153.
7. Dhanasekar M. et al. Modelling of masonry walls rendered with auxetic foam layers against vehicular impacts // 16th International Brick and Block Masonry Conference, Padova, Italy. 2016.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КАРКАСА ПАНЕЛЕЙ СОЛНЕЧНЫХ БАТАРЕЙ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА МЕТОДОМ 3D ПЕЧАТИ КОМПОЗИЦИОННЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

DESIGN OF THE SOLAR PANEL FRAME OF THE SPACECRAFT BY 3D PRINTING WITH COMPOSITE MATERIALS

Мирзаев¹ М.А. – м.н.с., Смирнов¹ И.Г. – док. тех. наук, ученый секретарь,
Дышеков¹ А.И. – м.н.с., Славкина¹ В.Э. – м.н.с., Шереужев² М.А. – ассистент,
Алиев³ С.А. – к.т.н., старший преподаватель.

¹ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

²МГТУ им. Н.Э. Баумана

³ДГАУ им. Джамбулатова
mirza.pochta@gmail.com

Abstract. The optimal design of the skeleton panel of the solar panels of the spacecraft was designed taking into account the increased physical and mechanical characteristics through the use of composite materials and the method of topological shape optimization.

Key words: 3D-printing, additive technology, topological optimization, natural frequencies, non-structural mass, form of buckling, composite materials.

Аннотация. Спроектирована оптимальная конструкция каркаса панелей солнечных батарей космического аппарата с учетом повышенных физико-механических характеристик за счет использования композиционных материалов и метода топологической оптимизации формы.

Ключевые слова: 3D печать, аддитивные технологии, топологическая оптимизация, собственные частоты, неконструкционная масса, форма потери устойчивости, композиционные материалы.

3D-печать активно используется в аэрокосмической отрасли для изготовления прототипов, деталей и оснастки. Ее применение позволяет удешевить изготовление разовой или мелкосерийной продукции, повысить ее эксплуатационные характеристики, а также значительно сократить время изготовления отдельных изделий. Данный метод производства позволяет использовать также композиционные материалы [1;2]. Ключевые критерии, которыми необходимо руководствоваться при создании каркаса панелей солнечных батарей (СБ), являются масса, жесткость конструкции, собственные частоты, прочность на сдвиг, растяжение, сжатие и тепловые режимы [3,4]. Ограничение по массе имеет особое значение при выведении космического аппарата (КА) на орбиту. Это связано не только с дополнительным увеличением массы топлива, но и с требованиями по раскрытию солнечных панелей.

Для получения максимальных характеристик каркаса панелей СБ важную роль играют свойства материала, используемого в расчетах. Также важно учесть технологию производства каркаса. В работе [5] исследуется аддитивная технология с применением непрерывного углеродного волокна, пропитанного термореактивным связующим.

Для изделий РКТ используются материалы с повышенными механическими характеристиками, поэтому за основу данного расчета было взято высокомодульное волокно M46j 6k, сравнение свойств которого с предыдущим расчетом волокна T300 [6]. Композиционные материалы (КМ) на основе данного волокна не имеют достаточных экспериментальных данных по значениям физико-механических характеристик, в частности для 3D печати. В связи с этим в дальнейшем будет проведен расчет свойств указанного композиционного материала. В качестве матрицы будет использован полиэфиримид (PEI) Ultem 1010, так как данный материал обладает повышенной термостойкостью, прочностью на разрыв и высоким модулем Юнга. Расчет проведен в два этапа. В первом рассчитаны свойства волокна пропитанного эпоксидной смолой, во втором этапе, на основе полученных

свойств волокна проведен анализ конечных характеристик получаемого материала. При определении свойств пропитанного волокна массовая доля армирующего элемента на основании экспериментальных данных из литературных источников примерно равна 60%.

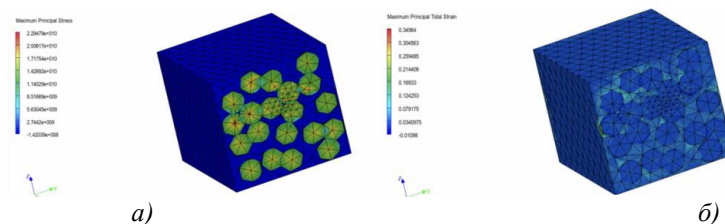


Рис. 1. Расчет по максимальным напряжениям (а); расчет по общей деформации (б)

В ходе анализа были получены следующие выходные данные: Модуль Юнга вдоль волокна равен $2,579E+11$ Па; Коэффициент Пуассона 0,318; Модуль сдвига $8,882E+9$ Па (рис.1).

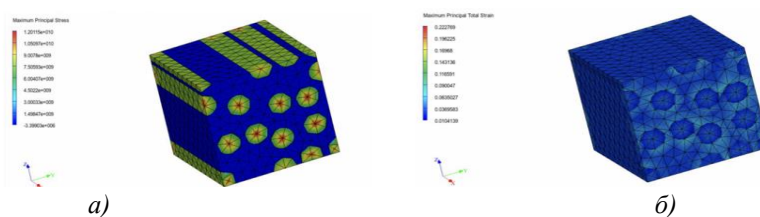


Рис. 2. Максимальное напряжение (а); Общая деформация (б)

При определении свойств композита массовая доля волокна задана 30%. Выходные данные расчета: Модуль Юнга вдоль волокна равен $8,865E+10$ Па; Коэффициент Пуассона 0,32; Модуль сдвига $2,216E+9$ Па; Плотность $1,450$ г/см³ (рис.2).

На основе рассчитанного материала была создана геометрическая модель с учетом топологической оптимизации формы.

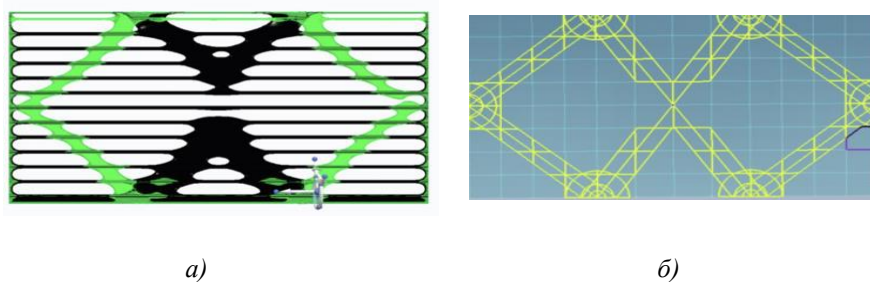


Рис.3. Результаты генеративного анализа, используемые при проектировании геометрической модели (а); предварительная геометрия каркаса панелей СБ, созданная в среде Femap with NX Nastran (б)

За основу геометрии взята конструкция из продольных и поперечных ребер жесткости для обеспечения крепления панелей СБ. Дополнительно к ней будут добавлены ребра жесткости, спроектированные на основе генеративного анализа (рис. 3). Для статического анализа необходимо дополнительно указать нагрузку. Для проектируемых моделей это распределенное по всему телу ускорение величиной в 5 g в различных направлениях (OX, OY, OZ). Для модели также подобрано значение распределенной неконструкционной массы таким образом, чтобы в сумме всех элементов масса была равна 8 кг с погрешностью не более $0,1$ кг. В ходе расчета на определение неконструкционной массы было получено значение первой собственной частоты, равное $\nu_1 = 20,12$ Гц, что удовлетворяет требованию технического задания. Масса получившейся модели равна $m = 3,98$ кг.

Табл.1. Результаты расчета частот

Номер расчета на собственные частоты	Конструкционная масса, кг	Поперечное сечение, мм×мм	Первая собственная частота, Гц
1	5,66	4,5×0,15	30,58
2	5,03	4,0×0,15	26,83
3	3,98	3,17×0,15	20,12

Нагрузки, действующие по осям, учтены при анализе напряженно-деформированного состояния и запаса устойчивости.

Напряжения при ускорении 5g по оси OX представлены на рисунке 4. Запас по устойчивости по оси OX равен 9,17.

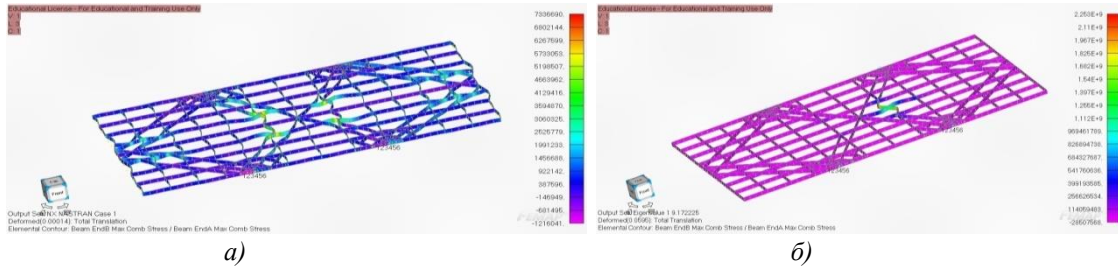


Рис. 4. Напряжения при нагрузке по оси OX (а); Форма потери устойчивости (б)

Напряжения при ускорении 5g по оси OY представлены на рисунке 5 (а). Запас по устойчивости равен по оси OY 12,8 (рис. 5).

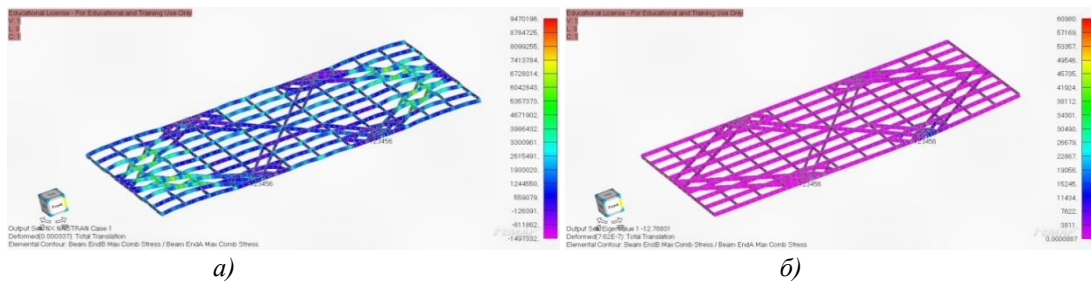


Рис. 5. Напряжения при нагрузке по оси OY (а); форма потери устойчивости (б)

Напряжения при ускорении 5g по оси OZ представлены на рисунке 6 (а). Запас по устойчивости равен по оси OZ 2,0 (рис. 5).

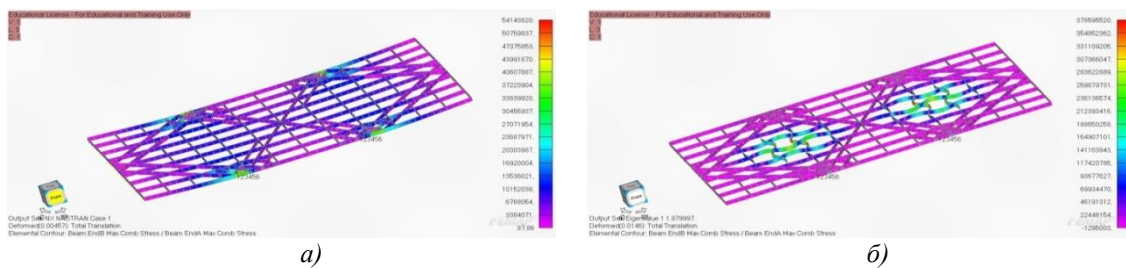


Рис. 6 Напряжения при нагрузке по оси OZ (а); форма потери устойчивости (б)

Для оценки полученного результата будут приведены данные каркасов панелей СБ, первого, спроектированного с учетом генеративного анализа и второго, спроектированного на основе оптимизационного анализа различных конструктивных решений. Условия расчета идентичны – обе модели рассчитаны в аналогичном ПО, с одинаковыми нагрузками и одинаковым типом конечных элементов. В таблице 2 указаны основные характеристики моделей с учетом применения генеративного анализа.

Табл. 2. Характеристики конструкций каркасов с использованием стандартного материала и с учетом материала на основе высокомодульного волокна

Модель параметры	Исходная модель	Разработанная модель
Конструкционная масса, кг	5,90	3,98
Неконструкционная масса, кг	7,98	7,99
Запас устойчивости при нагрузке по оси OX	11,3	9,2
Запас устойчивости при нагрузке по оси OY	2,2	12,8
Запас устойчивости при нагрузке по оси OZ	1,0	2,0
Профиль мм*мм	1,6*45	1,5*317
Первая частота, Гц	21,73	20,12

В результате проектирования каркаса панелей СБ с использованием методов топологической оптимизации и применении материала на основе углеродного волокна М46j бкбыло получено значительное улучшение характеристик каркаса:

- снижение массы на 33%;
- увеличение запаса устойчивости в 2 раза по оси OZ;
- увеличение запаса устойчивости в 6 раз по оси OY;

При этом остальные параметры сохранились на том же уровне.

Литература

1. Чашина, А.С. Изготовление композитных деталей методом 3D печати / А.С. Чашина // X ежегодная научная сессия аспирантов и молодых ученых. – Вологда, 2016. – 260-264 с.
2. Фолифоров М.А. Применение 3D-печати для создания корпусной детали из композитного материала / М.А. Фолифоров, А.В. Юрменёв, А.С. Фролов, А.С. Аксёнов // В сборнике: Аддитивные технологии: настоящее и будущее сборник докладов III международной конференции. – Ковров, 2017. – С. 21.
3. Reznik S.V. Thermal regimes of space composite structures. Part I // MATEC Web of conferences 194, 01048 (2018) doi.org/10.1051/matecconf/201819401048 hmttsc-2018.
4. Reznik S.V. Thermal regimes of space composite structures. Part II // MATEC Web of conferences 194, 01049 (2018) doi.org/10.1051/matecconf/201819401049 hmttsc-2018.
5. Азаров, А.В. Разработка двухматричного композитного материала, изготовленного методом 3d-печати / А.В. Азаров [и др.] // все материалы. Энциклопедический справочник. – 2016. – №7. – с.12-16.
6. Мирзаев, М.А. Оптимизация конструкции каркаса панелей солнечных батарей / М.А. Мирзаев // Синергия наук. – 2018. – № 19. – С. 613-625.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ КИНЕТИКИ ПОЛИМЕРИЗАЦИИ
ВИНИЛЭФИРНЫХ СМОЛ В ПУЛТРУЗИИ**
*MATHEMATICAL SIMULATION THE KINETICS OF POLYMERIZATION OF
VINYL ESTER RESIN USING IN PULTRUSION*

Насонов Я.А. – магистр, **Сафонов А.А.** – к.т.н., профессор,
Гусев С.А. – старший инженер, **Ахатов И.Ш.** – д.ф.-м.н., профессор
Сколковский институт науки и технологий, Москва, Российская Федерация
yaroslav.nasonov@skoltech.ru

Abstract. The kinetics of polymerization of pultrusion resins differs from the kinetics of resins used in the other technologies production of composites due to the presence of technological additives in the resin. In modeling the polymerization kinetics, it becomes necessary to take into account such additives. This article proposes a simulation method that allows to reduce the error and obtain more accurate kinetics of polymerization of pultrusion resin.

Key words: pultrusion, polymerization kinetics, math modeling.

Аннотация. Кинетика полимеризации пултрузионных смол отличается от кинетики смол, используемых в производстве композитов другими технологиями из-за наличия в смоле технологических добавок. При моделировании кинетики полимеризации возникает необходимость учитывать такие добавки. В данной статье предложен метод моделирования, позволяющий уменьшить ошибку и получить более точные кинетические параметры полимеризации пултрузионной смолы.

Ключевые слова: пултрузия, кинетика полимеризации, математическое моделирование.

Пултрузионный процесс обладает высокой производительностью, и при этом изготавливаются композиционные профили постоянного сечения с высокими механическими характеристиками, низким уровнем технологических дефектов и практически неизменным уровнем качества для всей партии продукции, которая может изготавливаться в течение несколько дней и количество может исчисляться несколькими километрами профилей [1,2]. При пултрузии композитов на основе термореактивных смол предварительно пропитанный армирующий материал непрерывно протягивается через нагреваемую фильеру, в которой происходят процессы формообразования профиля, нагрев и полимеризация связующего. Непрерывность протяжки обеспечивается тянущим устройством. Так как процесс является автоматическим, и практически не подвержен воздействию случайных человеческих факторов, то качество изделий определяется подбором технологических режимов на стадии запуска технологического процесса.

Для расчёта оптимальных параметров производства, например, скорости протягивания и температуры фильеры используют математическое моделирование процесса отверждения смолы [3,4]. Как правило используют те же модели, что и при моделировании других методов производства композиционных материалов: вакуумная инфузия [5], прессование [6] и прочие. Однако такие математически модели не идеально подходят для пултрузии из-за влияния на кинетику уменьшающих трение добавок в смоле.

В данной статье рассматривается термореактивная полиэфирная смола «АТЛАС 430» в смеси с третбутилпероксибензоатом «Triganox C», пероксидикарбонатом «Perkadox 16» и добавки стеарат цинка. Массовое отношение АТЛАС-430 и стеарата цинка 25.07 к 1. При добавлении стеарата цинка в смолу наблюдается 2 эффекта:

1. добавка препятствует сшивке олигомеров смолы, смещая пик энтальпии реакции отверждения на несколько градусов выше;
2. плавление добавки накладывается на энтальпию финальной стадии отверждения смолы.

Оба эффекта можно наблюдать при анализе данных, получаемых с дифференциального сканирующего калориметра (ДСК). Были проведены измерения смолы с стеаратом цинка и без него на скоростях 5, 7,5 и 10 °С/мин. На рисунке 1 представлено сравнение 2х сигналов на скорости нагрева 7,5 °С/мин. Подобные эффекты наблюдаются на всех исследованных скоростях нагрева. Измерения были проведены на приборе DSC 214 Polyma (NETZSCH, Германия) в соответствии со стандартом ГОСТ Р 55134-2012 (ISO 11357-12009).

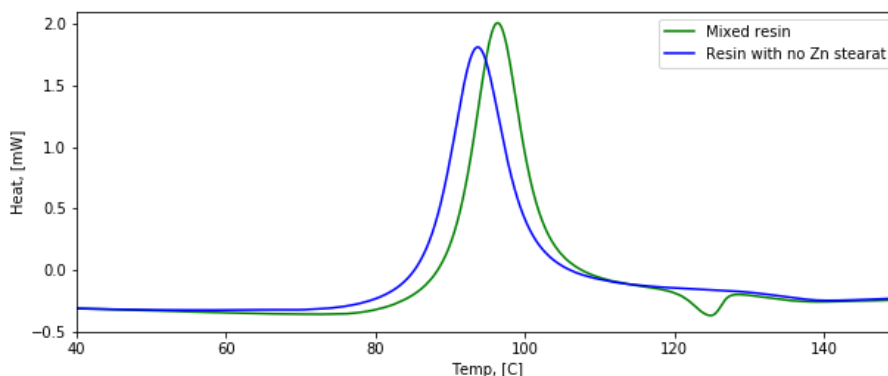


Рис.1. Влияние добавки на сигнал ДСК

Цель исследования состояла в построении модели кинетики полимеризации пултрузионного связующего с учетом влияния стеарата цинка. Как правило, стандартные методы описания кинетики пултрузионного связующего описывают одноступенчатую реакцию порядка N [7]. Однако в этом случае, модель будет игнорировать плавление стеарата цинка, что значительно увеличивает ошибку.

В этой статье предлагается построить модель, которая будет учитывать влияние стеарата цинка на кинетику полимеризации пултрузионного связующего. Для уменьшения ошибки при описании полимеризации смолы с добавкой были построены отдельно 2 модели: для полимеризации смолы со стеаратом цинка и для плавления добавки. Таким образом, что сумма 2х моделей является математической моделью сигнала ДСК смолы с добавкой. На рисунке 2 показан сигнал с обрезанным пиком плавления стеарата цинка.

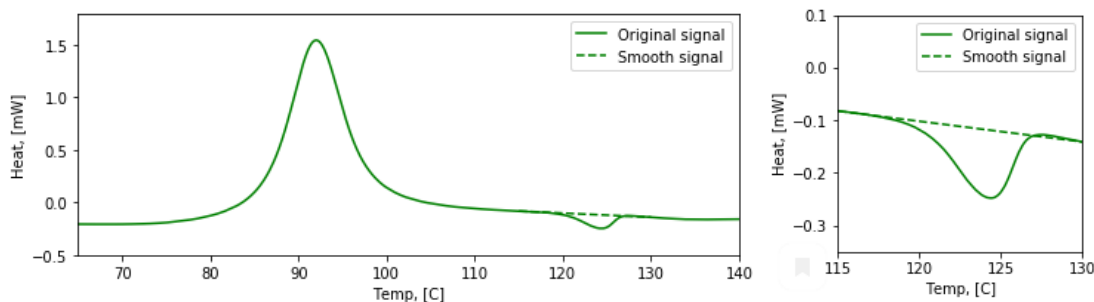


Рис.2. Разделение энтальпии на полимеризацию смолы и плавление добавки

В ходе работы были разделены сигналы ДСК пултрузионной смолы для скоростей 5, 7,5 и 10 °С/мин. Степень полимеризации термореактивных смол в каждый момент времени $a(t)$ рассчитывается по формуле:

$$a(t) = \frac{H(t)}{H_{total}}, \quad (1)$$

где $H(t)$ - текущее кол-во выделенного количества тепла, а H_{total} – общее кол-во тепла, выделяемое при полимеризации. Далее степень плавления добавки $\beta(t)$ рассчитывается подобным образом.

К полученным векторам сигналов были применены математические модели, широко используемые для описания кинетики полимеризации, параметры которых определяются методами мультилинейной регрессии [8]. В таблице представлены результаты расчётов для 3х моделей, показавших лучший результат на полученных данных.

Табл. 1. Статистическое сравнение моделей

Модель	Формула, описывающая модель	Метод	Коэффициент детерминации	Сумма Квадратов ошибки
Реакция автокатализа степени N	$\frac{d\alpha}{dt} = Ae^{-\frac{Ea}{RT}}(1-a)^n(1+K_{cat} * a)$	Классический	0.993275	60.51081
		Предложенный	0.994064	54.42343
Реакция автокатализа первой степени	$\frac{d\alpha}{dt} = Ae^{-\frac{Ea}{RT}}(1-a)(1+K_{cat} * a)$	Классический	0.980125	180.97357
		Предложенный	0.985488	129.91338
Расширенное уравнение Праута - Томпкинса	$\frac{d\alpha}{dt} = Ae^{-\frac{Ea}{RT}}(1-a)^n a^m$	Классический	0.990539	85.44303
		Предложенный	0.990626	84.84485

Из таблицы 1 видно, что сглаживание пика плавления стеарата цинка существенно уменьшает ошибку. В случае реакции автокатализа первой степени, сумма наименьших квадратов ошибки уменьшилась на 30%. На рисунке 3 представлены графики необработанного сигнала ДСК смолы на скоростях нагрева 5, 7,5 и 10 К/мин (слева) и модель реакции автокатализа степени N. Также на рисунке 3 справа представлены обработанные данные без пика плавления стеарата цинка.

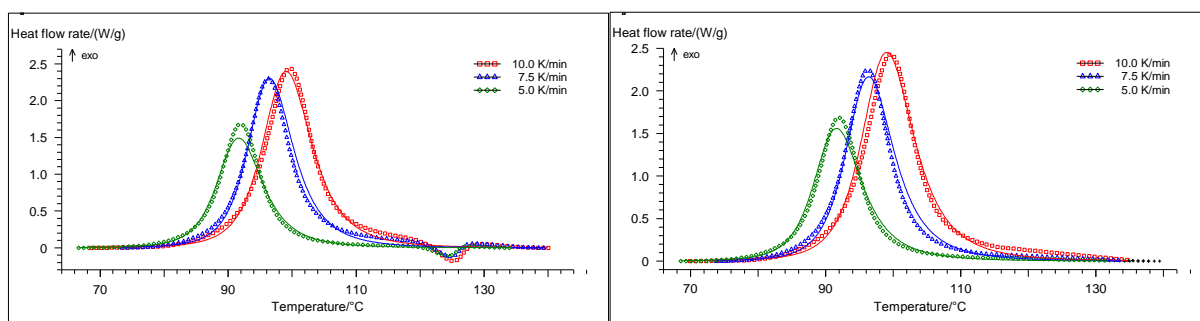


Рис.3. Энтальпия полимеризации и математическая модель для исходных данных (слева) и модифицированных (справа)

В таблице 2 представлены полученные константы модели, описывающие оригинальные и модифицированные вектора кинетики полимеризации для модели реакции автокатализа степени N. Расчёты проводились в ПО для анализа кинетики - NETZSCH ThermoKinetics 3.1

Табл.2. Рассчитанные константы для модели реакции автокатализа степени N

	log (A)	E _a [Дж/гр]	n	Log (K _{cat})
Оригинальный вектор	9.3375	93.2835	1.914	2.734
Модифицированный вектор	9.5294	92.5214	1.7	2.407

Для моделирования пика плавления стеарата цинка в составе пултрузионной смолы (рисунок 2 – справа) наименьшую ошибку показала модель Аврами-Ерофеева:

$$\frac{d\beta}{dt} = Ae^{-\frac{Ea}{RT}}(1-\beta)(-\ln(1-\beta))^{\frac{1}{n}} \quad (2)$$

На рисунке 4 представлен график плавления стеарата цинка, находящегося в составе пултрузионной смолы. В таблице 3 представлены найденные константы модели, описывающие этот процесс.

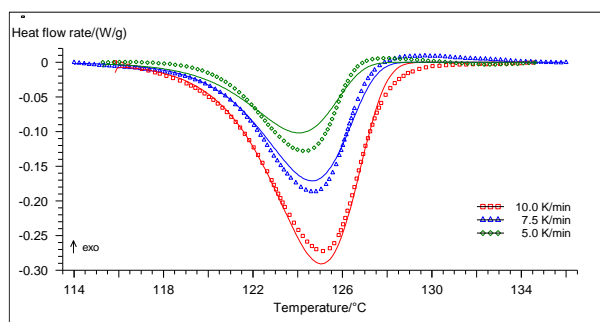


Рис.4. Энтальпия плавления стеарата цинка в составе пултрузионной смолы

Табл. 3. Рассчитанные константы для плавления

log (A)	E_a [Дж/гр]	n
118.038	907.0423	0.7951

Заключение

В работе был предложен метод описания кинетики полимеризации пултрузионной смолы. Для увеличения точности моделей полимеризации смолы ATLAC-430 и уменьшающей трение добавки стеарат цинка необходимо искусственно отделять кинетику полимеризации смолы с учетом влияния стеарата цинка на ход сшивки молекул, и отдельно кинетику плавления стеарата цинка. Было проведено сравнение предложенного метода с классическими. В случае модели реакции автокатализа первой степени предложенный метод уменьшил сумму квадратов ошибки на 30%. В дальнейшем этот метод будет использоваться при моделировании полимеризации и распределения температур в пултрузионных профилях во время их изготовления.

Литература

1. Starr TF. Pultrusion for engineers. 2000. doi:10.1533/9781855738881.97.
2. Fairuz AM, Sapuan SM, Zainudin ES, Jaafar CNA. Polymer composite manufacturing using a pultrusion process: A review. Am J Appl Sci 2014;11. doi:10.3844/ajassp.2014.1798.1810.
3. Safonov AA, Carlone P, Akhatov I. Mathematical simulation of pultrusion processes: A review. Compos Struct 2018. doi:10.1016/j.compstruct.2017.09.093.
4. Safonov AA, Suvorova YV. Optimization of the pultrusion process for a rod with a large diameter. J Mach Manuf Reliab 2009;38. doi:10.3103/S1052618809060090.
5. Ushakov AE, Safonov AA, Sergeichev I V., Fedulov BN, Kornienko EI, Timofeev MA, et al. Design and optimization of a vacuum infusion technological process for hopper car fabrication using polymeric composite materials. J Mach Manuf Reliab 2015;44:276–82. doi:10.3103/S105261881503022X.
6. Fedulov BN, Safonov AA, Sergeichev I V., Ushakov AE, Klenin YG, Makarenko I V. Strength Analysis and Process Simulation of Subway Contact Rail Support Bracket of Composite Materials. Appl Compos Mater 2016;23:999–1013. doi:10.1007/s10443-016-9495-2.
7. Baran I. Pultrusion: state-of-the-art process models. Shropshire: Smithers Rapra; 2015.
8. Marcilla A, García-Quesada JC, Ruiz-Femenia R. Additional considerations to the paper entitled: “Computational aspects of kinetic analysis. Part B: The ICTAC Kinetics Project-the decomposition kinetics of calcium carbonate revisited, or some tips on survival in the kinetic minefield.” Thermochim Acta 2006. doi:10.1016/j.tca.2006.02.014.

**РАЗРАБОТКА КЛАССИФИКАЦИИ РАБОЧИХ МОДУЛЕЙ
ПОВЕРХНОСТЕЙ ДЕТАЛЕЙ**
*DEVELOPMENT THE CLASSIFICATION WORK MODULES SURFACES OF
PARTS*

Сахаров А.В. – к.т.н., н.с., **Родионова Н.А.** – к.т.н., н.с.

ИМАШ РАН
modul_lab@mail.ru

Abstract. The necessity of developing a system of interconnected classifications of surface modules of parts is substantiated. The main distinguishing features by which the classification of the surface working modules are built are identified. An example of classification of working modules of gear surfaces is given.

Key words: elemental base, surfaces of module, classification, hallmark, gear.

Аннотация. Обоснована необходимость разработки системы взаимосвязанных классификаций модулей поверхностей деталей. Выявлены основные отличительные признаки, по которым строится классификация рабочих модулей поверхностей. Приведен пример классификации рабочих модулей поверхностей зубчатого колеса.

Ключевые слова: элементная база, модуль поверхностей, классификация, отличительный признак, зубчатое колесо.

Для производства деталей машин необходима элементная база средств технологического обеспечения изготовления деталей, которая включает в себя технологические процессы, станки, приспособления, инструменты и контрольно-измерительные устройства. В основе элементной базы лежит предмет производства, под которым обычно понимают деталь. Однако деталь, как предмет производства, отличается практически неограниченным разнообразием, охватить которое не представляется возможным. В связи с этим было предложено в качестве предмета производства использовать не деталь, а модуль поверхностей детали (МП) – сочетание поверхностей, объединенных совместным выполнением определенной служебной функции детали [1].

В отличие от деталей МП имеет ограниченную номенклатуру, насчитывающую двадцать шесть видов МП, разделенных на три класса: базирующие, рабочие и связующие. Задача заключается в том, чтобы создать систему взаимосвязанных классификаций базирующих, рабочих и связующих МП с тем, чтобы перейти к разработке элементной базы средств технологического обеспечения изготовления МП.

Разработка классификации каждого класса МП начинается с установления перечня отличительных признаков. В качестве первого отличительного признака классификации должна быть функция, которую выполняет МП. Вторым отличительным признаком классификации МП должны стать возможные разновидности (подвиды) выполняемых функций.

Рассмотрим класс рабочих МП (МПР), которые предназначены для того, чтобы деталь с их помощью выполняла определенный рабочий процесс. Анализ производственных процессов, а также конструкций различных машин и механизмов показывает, что такими рабочими процессами (функциями) для МПР являются: передача движения, обработка материала, хранение, перемещение и перемешивание рабочей среды.

В качестве примера определим подвиды такой функции МПР как передача движения. Известны следующие виды движений: поступательное, вращательное и их комбинация – вращательно-поступательное движение. Каждое из перечисленных движений осуществляется определенным механизмом путем взаимодействия рабочих поверхностей деталей, образующих этот механизм. Поэтому третьим отличительным признаком станет механизм или инструмент, реализующий данный подвид функции МПР. Для

поступательного движения таким механизмом будет механизм плоского клина. Вращательное движение в машинах и механизмах осуществляется с помощью зубчатой передачи, шлицевого и шпоночного соединений. Поскольку для выполнения рабочей функции у детали предусмотрены поверхности определенной геометрической формы, то следующим отличительным признаком классификации МПР станут виды поверхностей. Например, в зубчатой передаче вращательное движение передается с помощью набора поверхностей эвольвентного и циклоидального профиля, а также круговых зубьев.

На последнем этапе классификации устанавливают множество конструкций МПР с присвоением каждой из них цифрового кода. Например, конструкция МПР зубчатого колеса с эвольвентным профилем зуба будет иметь код МПР22.1.1.1.1 (рис.1).

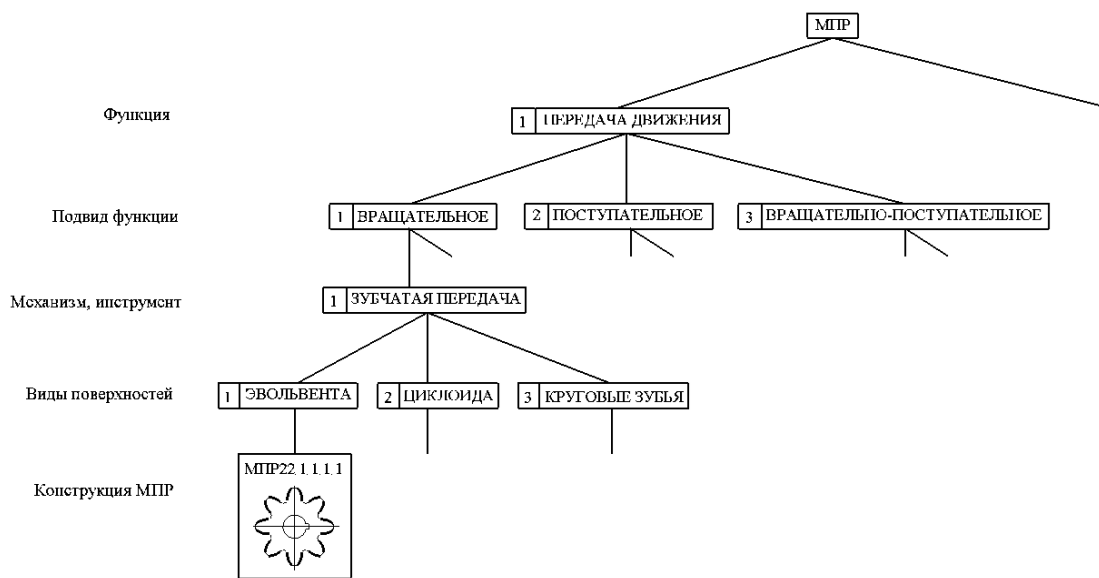


Рис.1. Фрагмент классификации МПР

Каждая конструкция МПР характеризуется определенными размерами, соотношениями размеров, уровнем точности и шероховатостью поверхностей. В связи с этим возникает задача в разработке классификаций установленных конструкций МПР по перечисленным параметрам.

Рассмотрим в качестве примера построение классификации МПР цилиндрического эвольвентного зубчатого колеса с прямыми зубьями. В качестве основной размерной характеристики данного МПР и первым отличительным признаком выступает модуль зуба, который вместе с числом зубьев задается перед расчетом основных параметров зубчатого колеса и показывает величину диаметра начальной окружности, приходящуюся на один зуб. По ГОСТ 9563-60 [2] для эвольвентных цилиндрических зубчатых колёс установлены 67 числовых значений нормальных модулей.

Вторым отличительным признаком будет точность МПР, которая согласно ГОСТ 1643-81 [3], характеризуется двенадцатью степенями точности зубчатых колес и передач. В свою очередь для каждой степени точности установлены три нормы точности: кинематической точности зубчатых колёс и передач, плавности работы зубчатых колёс и передач, контакта зубьев передач.

В качестве следующего отличительного признака выступает показатель шероховатости рабочих поверхностей цилиндрических эвольвентных колёс, которая зависит от степени их точности. Согласно справочным данным установлена шероховатость для 4-9 степеней точности зубчатых колёс.

Классификация заканчивается множеством кодов, отражающих возможные варианты размерных и точностных характеристик МПР22.1.1.1.1 (рис.2).

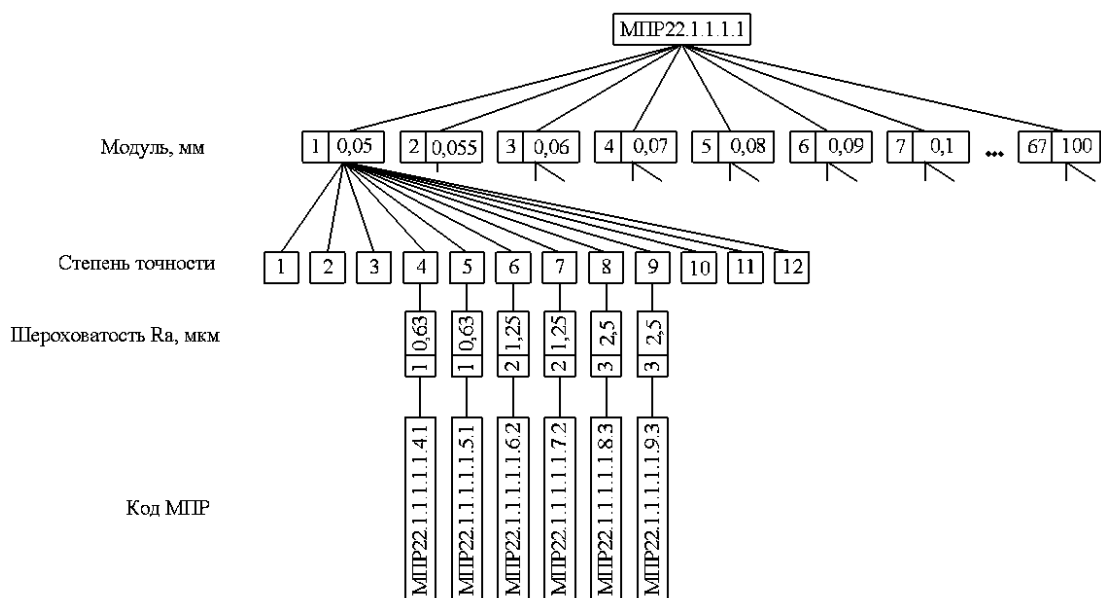


Рис.2. Фрагмент классификации МПП цилиндрического эвольвентного зубчатого колеса с прямыми зубьями

Далее общее число полученного множества кодов МПП делится на диапазоны и под каждый диапазон МПП предусмотрен свой модуль технологического процесса обработки МП. Модуль технологического процесса обработки МП (МТО) представляет собой перечень вспомогательных и технологических переходов с режимами резания, необходимых для изготовления МП. В свою очередь общее число полученных МТО делится на диапазоны МТО, каждый из которых осуществляется соответственно одним модулем станочного оборудования (МО), модулем инструментальной наладки (МИ) и контролируется модулем контрольно-измерительного устройства (МКИ).

В таком случае при проектировании технологического процесса изготовления детали сначала выполняется декомпозиция её чертежа на МП, а уже при проектировании операционной технологии из элементной базы средств технологического обеспечения изготовления МП под каждый МП выбираются соответствующие им МТО, что позволяет значительно снизить трудоёмкость проектирования технологического процесса в целом.

Выводы

1. Было установлено, что общими отличительными признаками МП всех трех классов являются функция, которую выполняет МП и разновидность (подвид) выполняемой функции.
2. Классификация МПП заканчивается множеством вариантов конструкций МПП, каждая из которых имеет свой код.
3. Для каждого варианта конструкции МПП существует своя классификация по размерам, точности и шероховатости поверхностей.
4. Наличие классификации конструктивных разновидностей МП дает возможность разработать под каждый вариант МП свой МТО, что позволит в два раза сократить трудоёмкость проектирования операционной технологии изготовления МП детали.

Литература

1. Базров Б.М. Модульная технология в машиностроении. М.: Машиностроение, 2001. 368 с., ил.
2. ГОСТ 9563-60. Основные нормы взаимозаменяемости. Колеса зубчатые. Модули. – М.: Издательство стандартов. – 1987. – 5 с.
3. ГОСТ 1643-81. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Издательство стандартов. – 1981. – 75 с.

**МИКРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА Cr-Ni АУСТЕНИТНОЙ СТАЛИ,
ПОДВЕРГНУТОЙ НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОМУ ПЛАЗМЕННОМУ
МОДИФИЦИРОВАНИЮ УГЛЕРОДОМ И АЗОТОМ¹**
*MICROMECHANICAL PROPERTIES OF Cr-Ni AUSTENITIC STEEL SUBJECTED
TO LOW-TEMPERATURE PLASMA MODIFICATION BY CARBON AND
NITROGEN*

Скорынина¹ П.А. – м.н.с., Макаров^{1,2} А.В. – д.т.н., заведующий лабораторией и отделом,
Меньшаков³ А.И. – к.т.н., н.с., Осинцева¹ А.Л. – к.т.н., с.н.с.

¹Институт машиноведения УрО РАН, Екатеринбург

²Институт физики металлов имени М.Н. Михеева УрО РАН, Екатеринбург

³Институт электрофизики УрО РАН, Екатеринбург

polina.skorynina@mail.ru

Abstract. The possibility of improving the micromechanical properties of the austenitic Cr-Ni steel surface layer by applying carburization and nitriding in low-energy electron beam plasma is considered. It was found that plasma treatments at T=350 °C contribute to the growth of strength characteristics and resistance to elastic and plastic deformation of 04Cr17Ni8T steel surface layer.

Key words: austenitic stainless steel, plasma carburization, plasma nitriding, low-energy electron beam, micromechanical properties.

Аннотация. Рассмотрена возможность повышения микромеханических свойств поверхностного слоя аустенитной хромоникелевой стали путем применения цементации и азотирования в плазме низкоэнергетического электронного пучка. Установлено, что плазменные обработки при T=350 °C способствуют росту характеристик прочности и сопротивления поверхностного слоя стали 04X17H8T упругому и пластическому деформированию.

Ключевые слова: аустенитная нержавеющая сталь, плазменная цементация, плазменное азотирование, низкоэнергетичный электронный пучок, микромеханические свойства.

Низкотемпературная плазменная цементация и низкотемпературное плазменное азотирование являются эффективными методами упрочнения термически неупрочняемых аустенитных хромоникелевых сталей [1, 2]. Обычно для плазменной модификации поверхности используют установки на основе тлеющего разряда [2]. Однако для генерации плазмы могут быть использованы также низкоэнергетичные (до 1 кэВ) электронные пучки. Такой способ нашел эффективное применение для повышения твердости аустенитных нержавеющих сталей при низкотемпературном азотировании [3, 4]. Авторами работы было предложено использование данного способа генерации плазмы применительно к цементации аустенитной хромоникелевой стали [5]. В работах [5, 6] был исследован фазовый состав, шероховатость поверхности, глубина и упрочнение модифицированного углеродом и азотом слоя стали 04X17H8T. В настоящее время для оценки микромеханических свойств хромоникелевых сталей активно используется метод инструментированного микроиндентирования, позволяющий записывать диаграммы нагружения и разгрузки индентора [7, 8]. Применение данного метода позволит проанализировать особенности механического поведения модифицированных слоев при упруго-пластическом деформировании в процессе контактного нагружения.

¹Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 18-38-00561_мол_а и в рамках государственных заданий ИМАШ УрО РАН по теме № АААА-А18-118020790148-1 и ИФМ УрО РАН по теме «Структура» № АААА-А18-118020190116-6 (проект № 18-10-2-39)

Целью настоящей работы явилось исследование влияние азотирования и цементации в плазме низкоэнергетичного электронного пучка при $T=350\text{ }^{\circ}\text{C}$ на микромеханические характеристики поверхностного слоя стали 04X17H8T состава в мас. %: 0,04 С; 16,77 Cr; 8,44 Ni; 1,15 Mn; 0,67 Si; 0,32 Ti; 0,31 Cu; 0,26 Mo; 0,12 Co; 0,12 V; 0,04 P; 0,03 Nb; 0,005 S. Перед плазменными обработками образцы подвергали закалке в воду от $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$, механическому шлифованию и электролитическому полированию. Инструментированное микроиндентирование проводили на измерительной системе Fischerscope HM2000 XUm по стандарту ISO 14577 при максимальной нагрузке на индентор Виккерса 0,245 Н.

На рис. 1 приведены диаграммы непрерывного вдавливания при максимальной нагрузке на индентор Виккерса 0,245 Н, полученные при микроиндентировании поверхностей стали 04X17H8T в закаленном состоянии и после плазменных обработок при $T=350\text{ }^{\circ}\text{C}$.

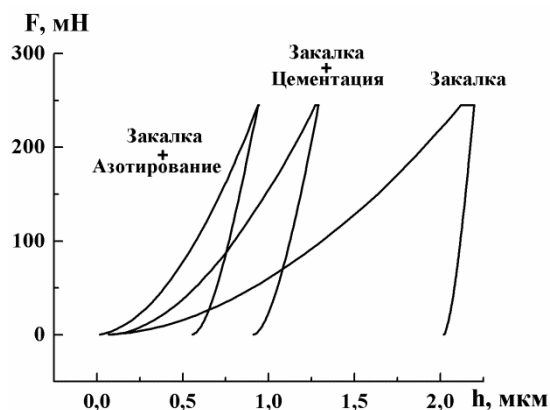


Рис.1. Диаграммы нагружения «нагрузка F – перемещение индентора h » при микроиндентировании поверхностей из стали 04X17H8T в исходном закаленном состоянии, после цементации и азотирования при максимальной нагрузке на индентор Виккерса 0,245 Н

Используя диаграммы нагружения, по методу Оливера и Фарра [9] определялись характеристики, отражающие особенности поведения рассматриваемой стали в закаленном, цементованном и азотированном состоянии при упруго-пластическом деформировании стали (табл. 1). Согласно данным, приведенным на рис.1, низкотемпературные плазменные обработки способствует значительному изменению диаграммы непрерывного вдавливания при микроиндентировании стали 04X17H8T. При этом отмечено наибольшее влияние азотирования.

Табл. 1. Результаты микроиндентирования при максимальной нагрузке на индентор 0,245 Н образцов из стали 04X17H8T после различных обработок

Обработка	h_{\max} , мкм	h_p , мкм	НМ, ГПа	H_{IT} , ГПа	$W_c \cdot 10^{-3}$, мкДж	$W_t \cdot 10^{-3}$, мкДж	E^* , ГПа
Закалка	$2,11 \pm 0,11$	$2,01 \pm 0,13$	$2,0 \pm 0,2$	$2,2 \pm 0,2$	$16,9 \pm 0,8$	$180,6 \pm 8,3$	195 ± 10
Цементация	$1,27 \pm 0,04$	$0,89 \pm 0,05$	$5,9 \pm 0,4$	$8,5 \pm 0,6$	$34,5 \pm 1,1$	$99,4 \pm 4,9$	186 ± 13
Азотирование	$0,95 \pm 0,02$	$0,64 \pm 0,03$	$8,7 \pm 0,3$	$14,7 \pm 0,5$	$38,4 \pm 0,3$	$84,4 \pm 2,2$	220 ± 8

Установлено, что цементация и азотирование приводят к снижению значений максимальной и остаточной глубины вдавливания индентора h_{\max} и h_p (табл. 1). Значения h_{\max} и h_p даже в закаленном состоянии не превышают 3 мкм (см. табл. 1), следовательно анализировался именно модифицированные углеродом и азотом слои. Согласно результатам, полученным авторами в работах [5, 6], глубина цементованного слоя составила 20-25 мкм, а

азотированного – 10-12 мкм.

Показано, что цементация и азотирование приводят к росту значений твердости по Мартенсу НМ, учитывающей не только пластическую, но и упругую деформацию, и твердости вдавливания при максимальной нагрузке H_{IT} (см. табл. 1). Возрастает также работа обратной упругой деформации вдавливания W_e , что свидетельствует о повышенной способности модифицированного углеродом и азотом слоя деформироваться лишь в упругой области.

Напротив, общая механическая работа вдавливания W_t , состоящая из работы пластической деформации и работы упругого восстановления, после модифицирующих обработок снижается, так как менее пластичный упрочненный поверхностный слой меньше деформируется под индентором. Следует отметить, что контактный модуль упругости E^* ($E^*=E/(1-\nu^2)$, где E – модуль Юнга, ν – коэффициент Пуассона) у рассматриваемой аустенитной стали 04X17H8T в закаленном состоянии и после плазменных обработок находится в пределах $E^*=186-220$ ГПа. Модули упругости металлических материалов одного химического состава являются структурно малочувствительными свойствами.

В табл. 2 приведены рассчитанные по данным инструментированного микроиндентирования параметры, используемые для оценки способности поверхностных слоев сопротивляться механическому контактному воздействию.

Табл. 2. Зависимости упругого восстановления R , отношений H_{IT}/E^* , H_{IT}^3/E^{*2} от вида обработки образцов из стали 04X17H8T

Обработка	H_{IT}/E^*	R , %	H_{IT}^3/E^{*2} , ГПа
Закалка	0,011	4,9	0,0003
Цементация	0,045	30,2	0,017
Азотирование	0,067	32,6	0,067

В результате проведения плазменной цементации и азотирования в 4,0-6,0 раз возрастает отношение твердости вдавливания к контактному модулю упругости H_{IT}/E^* [10] и в 6,1-6,6 раз упругое восстановление $\%R=(h_{max}-h_p)/h_{max}\times 100\%$ [11] (табл.2), которые характеризуют упругую деформацию (долю упругой деформации в общей деформации) и, соответственно, способность стали сопротивляться воздействию без пластического деформирования (в упругой области). Отношение H_{IT}^3/E^{*2} , которое принято считать характеристикой сопротивления пластической деформации, поскольку указанному отношению пропорционально напряжение течения P_y материала [12], возрастает в 5,5-22,0 раза (см. табл. 2). Это свидетельствует о повышенной способности науглероженного и азотированного слоев сопротивляться развитию пластической деформации после перехода к пластическому течению. Следовательно цементация и азотирование в плазме электронного пучка при $T=350$ °С существенно повышает способность поверхности стали 04X17H8T выдерживать контактные нагрузки без пластического деформирования и последующего разрушения. При этом важно отметить, что азотированный слой характеризуется более высоким уровнем прочностных микромеханических характеристик.

Таким образом, установлена повышенная способность модифицированных углеродом и азотом слоев, сформированных на поверхности стали 04X17H8T при низкотемпературных (350 °С) обработках в плазме электронного пучка, деформироваться под действием контактного механического воздействия преимущественно в упругой области без пластического деформирования, а также сопротивляться развитию пластической деформации после перехода материала к пластическому течению.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 18-38-00561_мол_а и в рамках государственных заданий ИМАШ УрО РАН по теме № АААА-А18-118020790148-1 и ИФМ УрО РАН по теме «Структура» № АААА-А18-118020190116-6 (проект № 18-10-2-39)

Литература

1. Menthe E., Bulak A., Olfe J., Zimmermann A., Rie K.-T. Improvement of the mechanical properties of austenitic stainless steel after plasma nitriding // *Surface and Coatings Technology*. 2000. Vol. 133-134. P. 259-263.
2. Sun Y. Tribocorrosion behavior of low temperature plasma carburized stainless steel // *Surface and Coatings Technology*. 2013. Vol. 228. P. S342-S348.
3. Гаврилов Н.В., Меньшаков А.И. Низкотемпературное азотирование нержавеющей аустенитной стали в плазме электронного пучка при 400°C // *Физика и химия обработки материалов*. 2012. № 5. С. 31-36.
4. Макаров А.В., Гаврилов Н.В., Самойлова Г.В., Мамаев А.С., Осинцева А.Л., Саврай Р.А. Влияние непрерывного и газоциклического плазменного азотирования на качество наноструктурированной поверхности аустенитной нержавеющей стали // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. 2017. Т. 75. № 2. С. 55-66.
5. Скорынина П.А., Макаров А.В., Меньшаков А.И., Осинцева А.Л. Влияние низкотемпературной цементации в плазме электронного пучка на упрочнение и шероховатость поверхности метастабильной аустенитной стали // *Обработка металлов (технология, оборудование, инструменты)*. 2019. Т. 21. № 2. С. 97-109.
6. Макаров А.В., Самойлова Г.В., Гаврилов Н.В., Мамаев А.С., Осинцева А.Л., Саврай Р.А. Влияние предварительной деформационной обработки на упрочнение и качество азотированной поверхности аустенитной нержавеющей стали // *Вектор науки Тольяттинского государственного университета*. 2017. № (4)42. С. 67-74.
7. Макаров А.В., Лучко С.Н., Шабашов В.А., Волкова Е.Г., Осинцева А.Л., Заматовский А.Е., Литвинов А.В., Сагарадзе В.В. Структурно-фазовые превращения и микромеханические свойства высокоазотистой аустенитной стали, деформированной сдвигом под давлением // *Физика металлов и металловедение*. 2017. Т. 118. № 1. С. 55-68.
8. Макаров А.В., Скорынина П.А., Юровских А.С., Осинцева А.Л. Влияние технологических условий наноструктурирующей фрикционной обработки на структурно-фазовое состояние и упрочнение метастабильной аустенитной стали // *Физика металлов и металловедение*. 2017. Т. 118. №12. С. 1300-1311.
9. Oliver W.C., Pharr J.M. An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments // *Journal of Materials Research*. 1992. Vol.7. No.6. P.1564-1583.
10. Cheng Y.T., Cheng C.M. Relationships between hardness, elastic modulus and the work of indentation // *Applied Physics Letters*. 1998. V.73. № 5. P.614-618.
11. Mayrhofer P.H., Mitterer C., Musil J. Structure-property relationships in single- and dual-phase nanocrystalline hard coatings // *Surface and Coating Technology*. 2003. V. 174-175. P. 725-731.
12. Петржик М.И., Левашов Е.А. Современные методы изучения функциональных поверхностей перспективных материалов в условиях механического контакта // *Кристаллография*. 2007. Т. 52. № 6. С. 1002-1010.

**МИКРОМЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ПОКРЫТИЯ ПГ-10Н-01,
СФОРМИРОВАННОГО КОМБИНИРОВАННОЙ ЛАЗЕРНО-
ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКОЙ¹**
*MICROMECHANICAL PROPERTIES OF THE PG-10N-01 COATING FORMED BY
COMBINED LASER-HEAT TREATMENT*

Соболева^{1,3} Н.Н. – к.т.н., н.с., **Степченко^{2,3} А.К.** – магистрант, м.н.с.,
Макаров^{1,2,3} А.В. – д.т.н., зав.лаб., **Малыгина¹ И.Ю.** – к.т.н., с.н.с.

¹Институт машиноведения Уральского отделения Российской академии наук, Екатеринбург

²Институт физики металлов имени М.Н. Михеева Уральского отделения Российской академии наук, Екатеринбург

³Уральский Федеральный Университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Екатеринбург

natashasoboleva@list.ru

Abstract. The authors showed that the strength characteristics determined by instrumented microindentation of PG-10N-01 coating formed by combined laser-heat treatment are increased in comparison with the laser clad coating.

Key words: laser cladding, NiCrBSi coating, heat treatment, combined treatment, micromechanical properties.

Аннотация. Показано повышение прочностных характеристик, определяемых при инструментированном микроиндентировании, покрытия ПГ-10Н-01, сформированного комбинированной лазерно-термической обработкой, по сравнению с покрытием в наплавленном состоянии.

Ключевые слова: лазерная наплавка, NiCrBSi покрытие, термическая обработка, комбинированная обработка, микромеханические свойства

Для увеличения срока эксплуатации деталей, подверженных агрессивным воздействиям среды, высоким тепловым и механическим нагрузкам, применяют способ лазерной наплавки износостойких многокомпонентных сплавов системы Ni – Cr – В – Si [1-3]. В настоящее время такие сплавы находят широкое применение для восстановления изношенных поверхностей различного рода деталей, подверженных высокотемпературному износу (штампы горячего деформирования, валки, рольганги и др.) [4]. Износостойкие покрытия на основе NiCrBSi сплавов успешно используются для повышения стойкости стенок кристаллизаторов машин непрерывного литья заготовок, а в качестве перспективной технологии формирования таких покрытий рассматривается лазерная наплавка [5]. В связи с этим актуальной задачей является повышение термической стабильности для данной группы материалов.

В работах [6, 7] для повышения термической устойчивости и расширения возможностей высокотемпературного использования NiCrBSi покрытий предложен новый способ, который заключается в проведении после лазерной наплавки стабилизирующего отжига при температурах 1000-1075 °С. В результате такой комбинированной обработки формируется покрытие со свойствами, не уступающими или даже превосходящими свойства наплавленного покрытия, что связано с созданием при этом структуры каркасного типа с крупными упрочняющими карбидами и боридами хрома [8-10]. Покрытие, сформированное лазерно-термической обработкой, полностью сохраняет повышенные уровни твердости и износостойкости при повторном нагреве до 900-950 °С, вызывающем резкое разупрочнение и снижение износостойкости наплавленного покрытия [6].

¹Работа поддержана РФФ, проект № 19-79-00031

В настоящее время для определения микромеханических свойств поверхностного слоя хромоникелевых покрытий всё чаще используются современные методы микроиндентирования [11-13]. Особенностью данных методов является запись диаграмм нагружения и разгрузки индентора, что позволяет оценить не только прочностные, но и упругие характеристики материала.

Однако для хромоникелевых покрытий, сформированных комбинированной лазерно-термической обработкой, исследование микромеханических характеристик не проводилось, что и явилось целью работы.

Материалом для покрытий служил самофлюсующийся порошок системы Ni – Cr – В – Si марки ПГ-10Н-01 состава, % (масс.): 0,8 С; 16,0 Cr; <5,0 Fe; 4,0 Si; 3,5 В; остальное – Ni. Наплавку порошка на пластину из низкоуглеродистой стали Ст3 осуществляли в два прохода CO₂-лазером непрерывного действия с мощностью излучения 1,4-1,6 кВт при скорости 180 мм/мин, расходе порошка 4,9 г/мин, размере лазерного пятна на поверхности 6×1,5 мм. Порошковая смесь гранулометрического состава 40-100 мкм транспортировалась инертным газом аргоном при давлении 0,5 атм. Для уменьшения поверхностных напряжений наплавку осуществляли в два прохода путём наложения одного слоя на другой. Образцы с наплавленным слоем подвергались отжигу при температуре 1050 °С (выдержка 1 ч) с последующим охлаждением в печи.

Инструментированное микроиндентирование с записью диаграммы нагружения проводили на измерительной системе Fischerscope HM2000 XUm с использованием индентора Виккерса при максимальной нагрузке на индентор 1,96 Н согласно стандарту ISO 14577. Время выдержки при максимальной нагрузке – 20 с. Время нагрузки/разгрузки – 5 с. Погрешность характеристик микроиндентирования по 12 измерениям определяли по величине среднеквадратичного отклонения с доверительной вероятностью $p=0,95$.

В таблице представлены результаты микроиндентирования поверхности образцов с покрытием ПГ-10Н-01, сформированным лазерной наплавкой и комбинированной лазерно-термической обработкой (лазерная наплавка и последующий отжиг при температуре 1050 °С).

Табл.1. Результаты микроиндентирования при максимальной нагрузке на индентор Виккерса 1,96 Н образцов с покрытием ПГ-10Н-01, сформированным лазерной наплавкой и комбинированной лазерно-термической обработкой

Обработка	h_{max} , мкм	h_p , мкм	НМ, ГПа	H_{IT} , ГПа	$W_e \cdot 10^{-3}$, мкДж	$W_t \cdot 10^{-3}$, мкДж	E^* , ГПа
Закалка	2,11±0,11	2,01±0,13	2,0±0,2	2,2±0,2	16,9±0,8	180,6±8,3	195±10
Цементация	1,27±0,04	0,89±0,05	5,9±0,4	8,5±0,6	34,5±1,1	99,4±4,9	186±13
Азотирование	0,95±0,02	0,64±0,03	8,7±0,3	14,7±0,5	38,4±0,3	84,4±2,2	220±8

Из таблицы видно, что покрытие ПГ-10Н-01, сформированное комбинированной лазерно-термической обработкой, характеризуется сниженными значениями максимальной h_{max} и остаточной h_p глубин вдавливания индентора по сравнению с наплавленным лазером покрытием, а также повышенными уровнями твердости по Мартенсу НМ, которая учитывает не только пластическую, но и упругую деформацию. Наряду с этим увеличивается и твердость вдавливания при максимальной нагрузке H_{IT} . Величина общей механической работы вдавливания W_t (состоящая из работы упругого восстановления и работы пластической деформации) снижается. Это указывает на меньшие деформации наплавленного лазером покрытия при воздействии на него индентора после проведения дополнительного отжига. Однако, значение работы обратной упругой деформации W_e ,

характеризующей способность поверхностного слоя материала деформироваться в упругой области [14], не превосходит исходного значения, а снижается примерно на 10 %. Это можно объяснить формированием в структуре покрытия ПГ-10Н-01 после комбинированной обработки, включающей лазерную наплавку и высокотемпературный отжиг, более крупных упрочняющих фаз, в то время как в процессе высокоскоростной кристаллизации при лазерной наплавке формируется более дисперсная структура [6, 9]. После проведения термической обработки при температуре 1050 °С обнаружен также рост величины контактного модуля упругости наплавленного покрытия.

Кроме того, наблюдается незначительное повышение значений расчётных характеристик для покрытия, сформированного комбинированной обработкой по сравнению с покрытием в наплавленном состоянии: величины упругого восстановления R ($R = ((h_{\max} - h_p) / h_{\max}) \times 100$ % [15]), позволяющей оценить долю упругой деформации в общей деформации и отношения H_{IT}^3 / E^{*2} , которое пропорционально напряжению течения R_y материала [16]. Отношение H_{IT} / E^* (удельная контактная твердость [17]) при этом остается постоянным.

Таким образом, покрытие ПГ-10Н-01, сформированное комбинированной лазерно-термической обработкой, характеризуется повышенными прочностными свойствами, определенными при инструментированном микроиндентировании, а также повышенной способностью материала сопротивляться пластическому деформированию, по сравнению с покрытием в наплавленном состоянии. Это связано с формированием при термической обработке (высокотемпературном отжиге) наплавленного лазером покрытия каркасной структуры из крупных упрочняющих фаз.

Работа поддержана РФФ, проект № 19-79-00031

Литература

1. Zhang Da-wei, Lei T.C., Zhang Ji-ge, Ouyang Jia-hu. The effects of heat treatment on microstructure and erosion properties of laser surface-clad Ni-base alloy // *Surface and Coatings Technology*. 1999. V. 115. P. 176–183.
2. Fernández E., Cadenas M., González R., Navas C., Fernández R., De Damborenea J. Wear behaviour of laser clad NiCrBSi coating // *Wear*. 2005. V. 259. P. 870–875.
3. Wong T.T, Liang G.Y, He B.L, Woo C.H. Wear resistance of laser-clad Ni–Cr–B–Si alloy on aluminium alloy // *Journal of Materials Processing Technology*. 2000. V. 100. P. 142–146.
4. Navas C., Colaco R., De Damborenea J., Vilar R. Abrasive wear behaviour of laser clad and flame sprayed-melted NiCrBSi coatings // *Surface and Coatings Technology*. 2006. V. 200. P. 6854–6862.
5. Макаров А.В., Коробов Ю.С., Котельников А.Б., Вопнерук А.А., Соболева Н.Н., Малыгина И.Ю., Гибзун М.С. Применение термической обработки для повышения работоспособности никелевых сплавов в условиях высокотемпературной эксплуатации // *Материалы Всероссийской научно-технической конференции «Перспективные жаропрочные никелевые деформируемые сплавы и технологии их переработки»*. Москва, 2018. С. 134–148.
6. Макаров А.В., Соболева Н.Н., Малыгина И.Ю., Осинцева А.Л. Формирование износостойкого хромоникелевого покрытия с особо высоким уровнем теплостойкости комбинированной лазерно-термической обработкой // *Металловедение и термическая обработка металлов*. 2015. № 3. С. 39–46.
7. Способ получения теплостойкого покрытия: патент № 2492980 РФ / А.В. Макаров, Н.Н. Соболева, И.Ю. Малыгина, А.Л. Осинцева. Опубл. в БИМП, 2013. № 26.
8. Makarov A. V., Soboleva N. N., Gibzun M. S., Malygina I. Yu., Korobov Yu. S. Increasing the resistance of a NiCrBSi coating to heat wear by means of combined laser heat treatment // *AIP Conference Proceedings*. 2018. V. 2053. No. 030037. 5 p.
9. Makarov A.V., Soboleva N.N., Malygina I.Yu., Kharanzhevskiy E.V. Improving the properties of a rapidly crystallized NiCrBSi laser clad coating by high-temperature processing // *Journal of Crystal Growth*. 2019. V. 525. 125200. 5 p.

10. Гибзун М.С., Макаров А.В., Соболева Н.Н., Малыгина И.Ю. Повышение фрикционной теплостойкости хромоникелевого покрытия комбинированной лазерно-термической обработкой // *Master's journal*. 2017. № 1. С. 11–16.
11. Xuan H.F., Wang Q.Y., Bai S.L., Liu Z.D., Sun H.G., Yan P.C. A study on microstructure and flame erosion mechanism of a graded Ni–Cr–B–Si coating prepared by laser cladding // *Surface and Coatings Technology*. 2014. V. 244. P. 203–209.
12. Макаров А.В., Соболева Н.Н., Саврай Р.А., Малыгина И.Ю. Повышение микромеханических свойств и износостойкости хромоникелевого лазерного покрытия финишной фрикционной обработкой // *Вектор науки Тольяттинского государственного университета*. 2015. № 4. P. 60–67.
13. Houdková Š., Smazalová E., Vostřák M., Schubert J. Properties of NiCrBSi coating, as sprayed and remelted by different technologies // *Surface and Coatings Technology*. 2014. V. 253. P. 14–26.
14. Cheng Y.T., Cheng C.M. Relationships between hardness, elastic modulus and the work of indentation // *Applied Physics Letters*. 1998. V. 73. Is. 5. P. 614–618.
15. Петржик М.И., Левашов Е.А. Современные методы изучения функциональных поверхностей перспективных материалов в условиях механического контакта // *Кристаллография*. 2007. Т. 52. № 6. С. 1002–1010.
16. Mayrhofer P.H., Mitterer C., Musil J. Structure-property relationships in single- and dual-phase nanocrystalline hard coatings // *Surface and Coatings Technology*. 2003. V. 174–175. P. 725–731.
17. Фирстов С.А., Горбань В.Ф., Печковский Э.П. Новые методологические возможности определения механических свойств современных материалов методом автоматического индентирования // *Наука та інновації*. 2010. Т. 6. № 5. С. 7–18.

**РАСЧЕТ СПЕКАНИЯ ТОЛСТОСТЕННОГО ЦИЛИНДРА В
НЕОДНОРОДНОМ ТЕМПЕРАТУРНОМ ПОЛЕ**
*CALCULATION OF SINTERING OF A THICK-WALLED CYLINDER IN AN
INHOMOGENEOUS TEMPERATURE FIELD*

Степанов Д.Б. – аспирант, ассистент, Данилов В.Л. – доктор технических наук, профессор
Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

Abstract. The problem of sintering a porous thick-walled cylinder is solved by the finite difference method. Density distributions at different instants of time and the law of dimensional change are obtained.

Keywords: sintering, viscous flow, porous solid.

Аннотация. Решена задача спекания пористого толстостенного цилиндра методом конечных разностей. Получены распределения плотности в разные моменты времени и закон изменения размеров.

Ключевые слова: спекание, вязкое течение, пористое тело.

Спекание пористых толстостенных цилиндров — одна из технологических операций при производстве некоторых изделий из порошков. В частности, такими изделиями могут быть таблетки ядерного топлива, и процесс их производства является объектом исследований [1,2]. Решение задачи спекания цилиндров позволяет предсказать результаты этого процесса при воздействии различных факторов, поэтому проводятся соответствующие расчеты, например, влияние на процесс спекания цилиндра гравитации [3]. В данной работе решена задача спекания в неоднородном вдоль радиуса цилиндра температурном поле.

Поставлена следующая задача. Спекается бесконечный вдоль оси пористый цилиндр с внутренним и внешним радиусами R_1 и R_2 соответственно. Давление на боковых поверхностях отсутствует. На внутренней боковой поверхности поддерживается температура T_1 , а на внешней — T_2 . В начальный момент времени относительная плотность распределена по цилиндру равномерно и равна ρ_0 .

При решении задачи были приняты следующие предположения: температурное поле установившееся, коэффициент теплопроводности постоянен и одинаков во всем объеме тела, скорости малы. Таким образом, рассматривается осесимметричная задача плоского деформирования. При данных предположениях возможно решить отдельно температурную задачу аналитически.

Уравнение теплопроводности в полярных координатах выглядит так:

$$\frac{d^2T}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dT}{dr} = 0.$$

Его решение приводит к логарифмическому закону распределения температуры вдоль радиуса:

$$T(r) = T_1 + (T_2 - T_1) \left[\ln \left(\frac{R_2}{R_1} \right) \right]^{-1} \ln \left(\frac{r}{R_1} \right). \quad (1)$$

При решении задач деформирования пористых тел вводят параметр, называемый относительной плотностью ρ :

$$\rho = \frac{\rho_{\text{тел}}}{\rho_{\text{км}}},$$

где $\rho_{\text{тел}}$ — плотность пористого тела, а $\rho_{\text{км}}$ — плотность компактного материала. Данный

параметр является новой искомой величиной, и поэтому к уравнениям механики деформируемого тела добавляется уравнение закона сохранения массы, который в данной задаче выглядит так:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + v_r \frac{\partial \rho}{\partial r} + \rho \frac{\partial v_r}{\partial r} = 0.$$

Для описания деформирования пористого тела при повышенных температурах [4,5] используется закон вязкого течения:

$$\sigma_{ij} = 2\mu \left(\xi_{ij}^c - \frac{1}{3} \xi^c \delta_{ij} \right) + \nu \xi^c \delta_{ij}, \quad (2)$$

где μ и ν — сдвиговой и объемный коэффициенты вязкости соответственно. Эти коэффициенты зависят от относительной плотности:

$$\begin{aligned} \nu &= \frac{4}{3} \mu \frac{\rho}{1-\rho}; \\ \mu &= \mu_0 \rho^2, \end{aligned} \quad (3)$$

где μ_0 — коэффициент вязкости твердой фазы. Коэффициент вязкости твердой фазы зависит от температуры:

$$\mu_0 = H e^{\frac{U_0}{kT}}, \quad (4)$$

где U_0 — энергия активации вязкого течения, k — коэффициент Больцмана.

При спекании к объемной вязкой деформации добавляется деформация спекания:

$$\xi = \xi^c + \xi_s,$$

а, обобщая на остальные деформации:

$$\xi_{ij} = \xi_{ij}^c + \frac{1}{3} \xi_s \delta_{ij}. \quad (5)$$

Для объемной скорости спекания принята следующая формула [4]:

$$\xi_s = -\frac{9}{4} \frac{\alpha}{l_0 \mu_0} \frac{1-\rho}{\rho}, \quad (6)$$

где α — коэффициент поверхностного натяжения, l_0 — начальный средний радиус частиц пористого тела.

Объединяя формулы (1-6), подставляя их в уравнения равновесия, соотношения Коши и закон сохранения массы с учётом принятых предположений, получим начально-краевую задачу:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\rho^2}{1-\rho} \left[\frac{\partial^2 v_r}{\partial r^2} + \frac{\partial v_r}{r \partial r} - \frac{v_r}{r^2} - \frac{U_0}{kT^2} \frac{\partial T}{\partial r} \left(\frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{1}{2} \frac{v_r}{r} (3\rho - 1) \right) \right] + \\ + \frac{\rho}{(1-\rho)^2} \frac{\partial \rho}{\partial r} \left[(2-\rho) \frac{\partial v_r}{\partial r} - (1-5\rho^2+3\rho^3) \frac{v_r}{r} \right] + \frac{9}{2} \frac{\alpha}{l_0 \mu_0} \rho \frac{\partial \rho}{\partial r} = 0; \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + v_r \frac{\partial \rho}{\partial r} + \rho \frac{\partial v_r}{\partial r} = 0; \\ 2\rho^2 \frac{\partial v_r}{\partial r} + (3\rho^3 - \rho^2) \frac{v_r}{r} + \frac{9}{2} \frac{\alpha}{l_0 \mu_0} \rho^2 (1-\rho) = 0, \text{ при } r = R_1 \text{ и } r = R_2; \\ \rho = \rho_0, \text{ при } t = 0. \end{array} \right.$$

Данная задача была решена конечно-разностным методом в безразмерном виде. Формулы для безразмерных величин:

$$\tilde{r} = \frac{r}{R_2}; \tau = \frac{\alpha t}{l_0 H}; v = \frac{l_0 H v_r}{\alpha R_2}; \tilde{T} = \frac{kT}{U_0}. \quad (7)$$

При решении нелинейной системы разностных уравнений использовался метод Ньютона. Значения параметров для численного решения задачи указаны в Таблице 1.

Табл. 1. Параметры задачи

Соотношение радиусов R_1/R_2	0.5
Шаг сетки вдоль безразмерного радиуса Δr	0.01
Шаг сетки по безразмерному времени $\Delta \tau$	0.001
Безразмерное время окончания процесса τ_k	15
Безразмерная температура на внутренней боковой поверхности \tilde{T}_1	0.5
Безразмерная температура на внешней боковой поверхности \tilde{T}_2	1.5
Начальная относительная плотность ρ_0	0.6
Максимальная невязка метода Ньютона ε	0.01

В результате решения было получено распределение относительной плотности вдоль радиуса в разные моменты времени (рис. 1). Видно, что в областях с более высокой температурой относительная плотность возрастает быстрее. Однако с течением времени относительная плотность выравнивается и приближается к единице.

Также получены законы изменения радиусов и толщины (рис. 2 и 3). На этих графиках видно, что основное изменение размеров цилиндра происходит при $\tau < 5$.

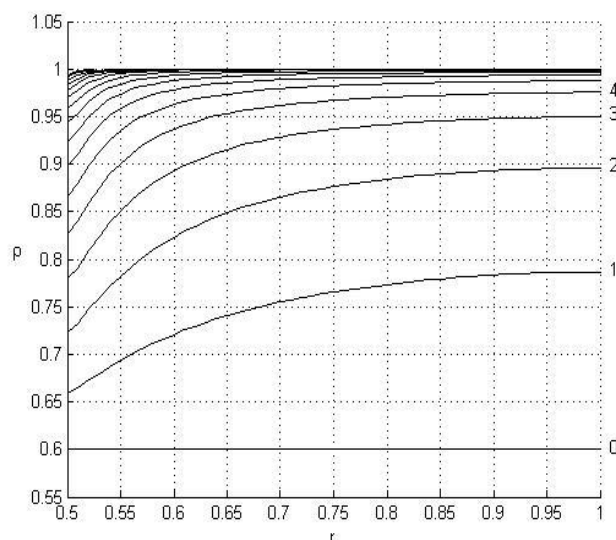


Рис. 1. Распределение относительной плотности вдоль радиуса. Числа рядом с кривыми (от 0 до 4) равны величине безразмерного времени, для которого справедливо данное распределение

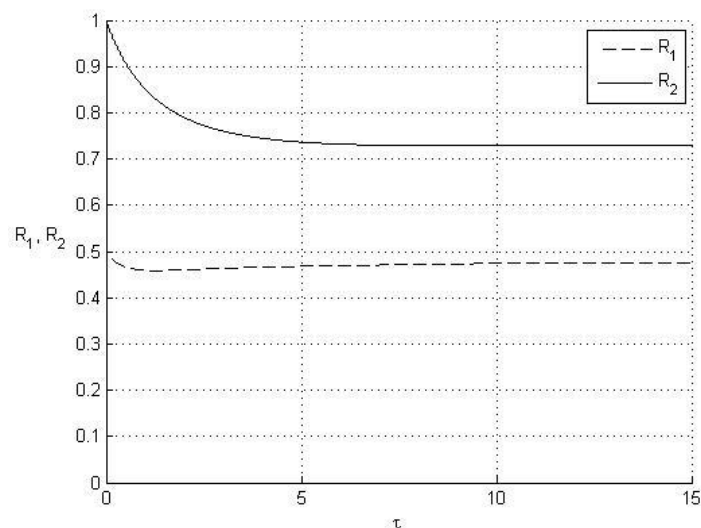


Рис.2. Закон изменения радиусов

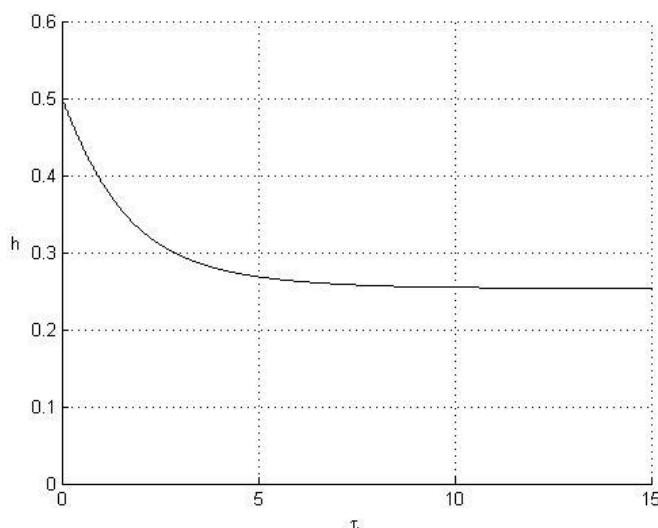


Рис.3. Закон изменения толщины

Полученное решение позволяет прогнозировать распределение относительной плотности и изменение размеров спекаемого пористого цилиндра. При этом данное решение применимо к разным материалам и позволяет получить фактические значения искомых величин с помощью формул (7).

Литература

1. Hung, N.T. The UO_2 ex-ADU powder preparation and pellet sintering for optimum efficiency: experimental and modeling studies. / N.T. Hung, L.B. Thuan, N. Van Tung, N.T. Thuy, J.-Y. Lee, R.K. Jyothi // Journal of Nuclear Materials. – 2017. – V. 496. – P. 177–181.
2. Buckley, J. Uranium dioxide - Molybdenum composite fuel pellets with enhanced thermal conductivity manufactured via spark plasma sintering. / J. Buckley, J.D. Turner, T.J. Abram // Journal of Nuclear Materials. – 2019. – V. 523. – P. 360–368.
3. Alvarado-Contreras, J. A. Modeling of gravity-induced shape distortions during sintering of cylindrical specimens. / J.A. Alvarado-Contreras, E.A. Olevsky, R.M. German // Mechanics Research Communications. – 2013. – V. 50 – P. 8–11.
4. Скороход, В.В. Реологические основы теории спекания. – Киев: Наукова думка, 1972.– 152 с.
5. Ковальченко, М.С. Теоретические основы горячей обработки пористых материалов давлением. – Киев: Наукова думка, 1980. – 240 с.

**ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ОБРАБОТАННЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
ПОЛИМЕРНЫХ ДЕТАЛЕЙ ЗА СЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ТРАЕКТОРИИ
ДВИЖЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА И РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ**
*IMPROVEMENT OF QUALITY OF PROCESSED SURFACES OF POLYMER
PARTS AT THE BASIS OF OPTIMAL TRAJECTORIES OF MOTION OF THE
TOOL AND CUTTING MODES*

Татарников Н.Н. – старший преподаватель кафедры МТД,
Аверин Н.В. – преподаватель кафедры МТД, **Трубицин М.В.** – магистрант
Рязанский институт (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»
mtd@rimsou.ru

Abstract. This article discusses the main directions of development in the field of intensification of the process of blade polymer processing. The authors proposed a special geometry of the cutting tool, as well as the technology for processing the part "Base", based on this study.

Key words: caprolon, cutting, plastic cutting, polymer processing.

Аннотация. В данной статье рассмотрены основные направления развития в области интенсификации процесса лезвийной обработки полимера. Авторами предложена специальная геометрия режущего инструмента, а так же предложена технология обработки детали «Корпус», опирающаяся на данное исследование.

Ключевые слова: капролон, обработка резанием, резание пластмасс, обработка полимеров.

Лезвийная обработка пластмасс является широко распространенной и одной из важнейших операций в общем техпроцессе изготовления деталей из этих материалов. Необходимость обработки требует изучения как практических, так и теоретических вопросов лезвийной обработки пластмасс, разработки оптимальных конструкций режущих инструментов, рациональных режимов резания а так же специального высокопроизводительного оборудования. В процессе разработки ТП механической обработки следует учитывать, что кроме полимера в состав пластмасс входят наполнители, пластификаторы, стабилизаторы, отвердители, красители и другие добавки, которые, кроме своего непосредственного назначения, так же влияют на технологические свойства пластмасс. Из перечисленных компонентов, помимо самого полимера, наибольшее влияние на обрабатываемость пластмассы и стойкость инструмента оказывает тип наполнителя.

Процессами механической обработки пластмасс занимались многие ученые и практики: Б.П. Штучный, В.И. Дрожжин, А. Кобаяши, Н.В. Вырезуб и др. На основе этих и других работ были разработаны рекомендации по режимам лезвийной обработки различных пластмасс и требования к режущему инструменту.

Появляющиеся в последнее время новые виды пластмасс со специальными эксплуатационными свойствами трудно отнести к предложенным ранее группам обрабатываемости резанием. Это требует проведения дополнительных исследований и выработки новых рекомендаций по их обрабатываемости. Характерным примером детали, изготавливаемой в настоящее время из капролона (полиамид-6 блочный) является корпус (рис. 1).

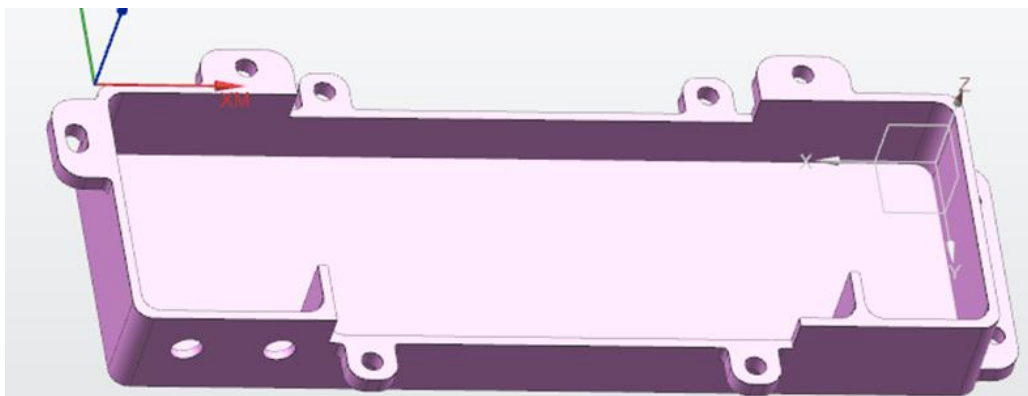


Рис. 1. Трехмерная твердотельная модель корпусной детали из капролона

Капролон применяется в качестве конструкционного, электроизоляционного и антифрикционного материала в различных отраслях промышленности для изготовления деталей широкого назначения.

Капролон отличается высокими физико-механическими свойствами, устойчив к воздействию щелочей, масел, углеводов, спиртов, эфиров и слабых кислот; имеет достаточно высокую прочность при малом удельном весе (в 6-7 раз легче бронзы и стали). Кроме того, низкий коэффициент трения позволяет капролону работать в узлах трения без смазки.

Капролон при нормальных условиях нетоксичен, не оказывает вредного воздействия на организм человека. При лезвийной обработке капролона разложение материала и выделение вредных веществ не возникают. Однако, не следует проводить обработку при температуре порядка 300 °С и выше, так как капролон разлагается с выделением аммиака, а так же оксидов углерода и азота.

Рекомендуемые режимы резания для указаны в таблице 1.

Табл. 1. Рекомендуемые режимы резания

Материал режущей части	Скорость резания, м/мин	Подача	Глубина резания, мм
Быстрорежущая сталь или твердый сплав (точение)	150 - 300	0,1 - 0,5 мм/об.	1 - 5
Быстрорежущая сталь (фрезерование)	100 - 200	0,01 – 0,03 мм/зуб	2 – 6 мм
Твердый сплав (фрезерование)	200 - 300		

Анализ литературных источников [1] показывает, что применяемые в настоящее время режимы резания при обработке полимерных материалов недостаточно эффективны, а получаемая поверхность имеет высокую шероховатость и поверхностные дефекты (заусенцы, зарезы). Однако, для повышения производительности процесса резания полимеров с одновременным обеспечением высокого качества обрабатываемой поверхности и точности размеров детали необходимо обеспечить интенсивное охлаждение как режущего инструмента так и зоны резания. При этом следует учесть, что применение обычных охлаждающих сред при обработке пластмасс весьма ограничено, ввиду повышенного влагопоглощения пластмасс с изменением размеров деталей и физико-механических свойств обрабатываемого материала. В источниках [2] установлено, что при лезвийной обработке капролона для охлаждения режущего инструмента и обрабатываемых пластмасс может быть использован предварительно охлажденный сжатый воздух.

В литературе широко рассмотрено применение искусственного холода при выполнении различных технологических процессов [3]. В качестве источников получения

холода могут быть использованы различные холодильные устройства и установки. Ранее накопленный опыт показывает, что обратимые (временные) изменения механических свойств в процессе охлаждения капролона повышают его обрабатываемость лезвийными инструментами. При этом получается качественно обработанная поверхность.

Охлаждение капролона может осуществляться низкотемпературным потоком воздуха, непосредственно контактирующим с хладагентом в специальном контейнере, в различных холодильных камерах и установках. Применение этого способа дает возможность поддерживать оптимальные температуры охлаждения в течение всего времени обработки. Это имеет особое значение при выполнении сложных и трудоемких операций, например, зубофрезерных, требующих значительных затрат машинного времени.

Другой, не менее эффективный метод охлаждения полимерных материалов при обработке резанием заключается в применении потока сжатого, предварительно охлажденного воздуха, с целью предотвращения термомеханического разрушения обработанного поверхностного слоя, позволяя одновременно повысить режимы резания и качество обработанной поверхности.

Однако, следует принять во внимание тот факт, что реализация таких способов предварительной подготовки поверхности полимерных материалов возможна исключительно при наличии специализированного дорогостоящего оборудования и обеспечения соответствующих условий ТП. Все это приводит к необходимости разработки новых, более технологичных и экономичных методов обработки полимерных деталей.

Далее рассмотрим процесс разработки технологии лезвийной обработки детали «Корпус», изготавливаемой из полиамида-6 блочного (капролона), и сравним детали, обработанные по традиционной технологии и разработанной технологии.

В программе NX задаем необходимые режущие инструменты, рациональные режимы резания, шаблон резания «вдоль детали» с торможением в углах, производимым с целью избежания оплавления заготовки. Программа генерирует необходимую траекторию инструмента (рис. 2), которая, при помощи постпроцессора, интерпретируется в G-код.

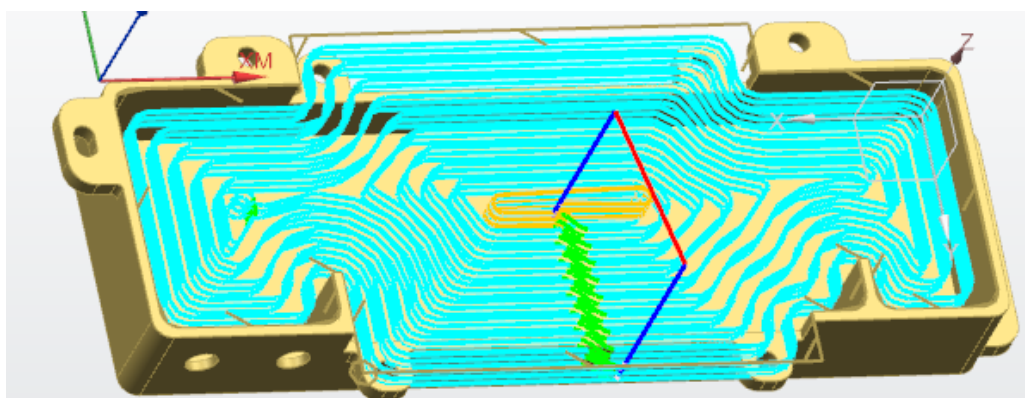


Рис. 2. Оптимальная траектория движения концевой фрезы при обработке капролона

Обработка детали «Корпус» по разработанной технологии производилась на обрабатывающем центре FADAL VMC 6030. Для обработки была изготовлена трехзубая фреза диаметром 6 мм из материала P18, с передним углом 20° и задним углом 8° ; форма зуба с двойной спинкой, образованной фрезерованием угловой фрезой.

На рис. 3 приведена фотография обработанной детали «Корпус»: обработанная по старой (традиционной) технологии, а на рис. 4 – новой (разработанной). Достоинствами разработанной технологии является отсутствие зарезов и заусенцев на детали, шероховатость поверхности после фрезерования Ra 3.2.

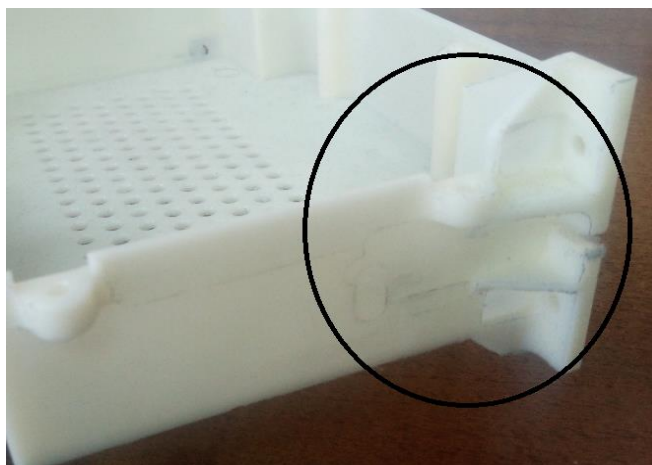


Рис. 3. Деталь «Корпус» после обработки по старой технологии имеет зарезы и заусенцы

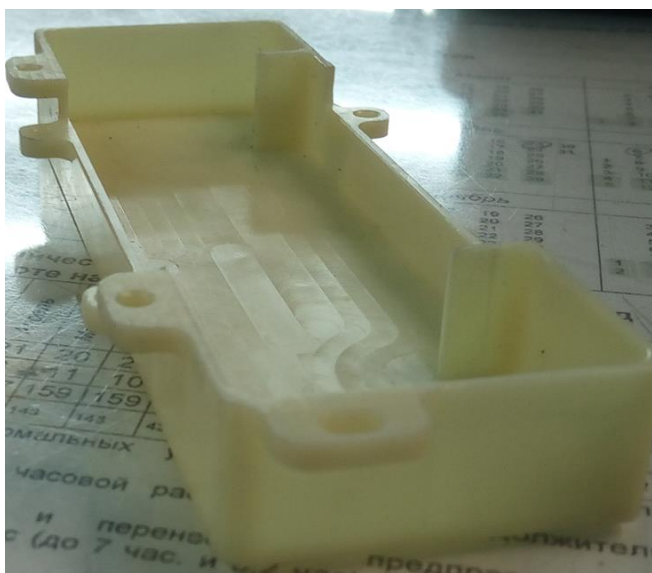


Рис. 4. Деталь «Корпус» после обработки по новой технологии лишена вышеуказанных недостатков

Проанализировав вышеизложенное, можно прийти к выводу о целесообразности применения данного метода обработки капролона на станках с ЧПУ, с дальнейшими опытными работами по коррекции геометрии инструмента и режимов резания.

Данную технологию обработки возможно применить и для других видов полимеров, в том числе поликарбоната.

Литература

1. Щелкунов Е. Б. Исследование процесса стружкообразования на основе синергетического подхода к процессу резания: Автореф. дисс. канд. техн. наук, Казань, 1997. – 18 с.
2. Паргон В. З., Борисковский В. Г. Динамическая механика разрушения. - М.: Машиностроение, 1985. - 264 с.
3. Бобровников Г. А., Житник Н. И. Совершенствование технологического процесса механической обработки полимеров и эластомеров с применением холода.- Киев, Знание, 1976. - 30 с.

**ОЦЕНКА ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ИЗДЕЛИЯ НА ЭТАПЕ
РАЗРАБОТКИ ЕЁ КОНСТРУКЦИИ**
*EVALUATION OF PRODUCT TECHNOLOGY AT THE STAGE OF THE
DEVELOPMENT OF ITS DESIGN*

Троицкий А.А. – аспирант м.н.с.

ИМАШ РАН

aleks146@mail.ru

Abstract. The article shows the initial data necessary for evaluating the manufacturability of the product design, presents the disadvantages of the methods for evaluating the manufacturability of the product design. New coefficient formulas are proposed that eliminate the noted drawbacks.

Key words: manufacturability, labor input, manufacturability factors.

Аннотация. В статье показаны исходные данные необходимы для оценки технологичности конструкции изделия, приведены недостатки методов оценки технологичности конструкции изделия. Предложены новые формулы коэффициентов, устраняющие отмеченные недостатки.

Ключевые слова: технологичность, трудоёмкость, коэффициенты технологичности.

Технологичность конструкции изделия (ТКИ) является показателем качества изделия, определяющим уровень трудоемкости и себестоимости изделия. Важным является оценка уровня конструкции изделия на этапе создания.

Согласно [1] различают следующие стадии разработки конструкции изделия (КИ): разработка технического предложения; разработка эскизного проекта; разработка технического проекта; разработка конструкторской документации (КД) опытного образца (опытной партии) изделия; разработка КД на изделие серийного (массового) производства; разработка КД на изделие единичного производства.

Однако следует отметить, что такие исходные данные как наличие информации об аналоге разрабатываемого изделия и о технологии изготовления изделия, необходимые для оценки ТКИ с помощью основных показателей технологичности (трудоёмкости и себестоимости) могут отсутствовать при разработке КИ. В связи с чем, возможно четыре варианта исходных данных при оценке ТКИ[2]:

Вариант 1. Известны изделие-аналог и значения базовых показателей технологичности, технология изготовления изделия.

Вариант 2. Известны изделие – аналог и значения базовых показателей, неизвестна технология изготовления изделия.

Вариант 3. Отсутствует изделие – аналог, известна технология изготовления изделия.

Вариант 4. Неизвестны изделие – аналог и технология изготовления изделия.

В данной работе будет рассматриваться оценка ТКИ при четвертом варианте, при котором возникают наибольшие трудности.

Технологичность оценивается двумя методами с помощью основных показателей (трудоёмкости и себестоимости) и с помощью коэффициентов технологичности [3,4]. Для второго метода в качестве исходных данных выступает только рабочая конструкторская документация, что позволяет использовать его для оценки ТКИ при четвертом варианте исходных данных в отличие от первого метода.

Главным недостатком первого метода является то, что он не показывает какие характеристики конструкции изделия влияют на трудоёмкость его изготовления. Это вызывает трудности в разработке процессов отработки КИ на технологичность, а его качество зависит от опыта и знаний специалистов. Второй метод позволяет выявить влияние характеристик конструкции изделия на трудоёмкость его изготовления, что позволяет выстроить характеристики вряд по степени уменьшения их влияния на трудоёмкость

изготовления и тем самым способствует повышению эффективности процесса отработки конструкции изделия на технологичность. Однако известные коэффициенты ТКИ, не позволяют этого сделать.

В работе [3] было показано, что главной причиной этого заключается в том, что коэффициенты технологичности не показывают степени влияния характеристик конструкции изделия на трудоёмкость его изготовления. Это не позволяет дать интегральную оценку уровня ТКИ путём суммирования их значений и построить регрессионный ряд по степени их снижения на трудоёмкость изготовления изделия. В результате второй метод несмотря на его преимущества практически не нашел применения. А если и находит то фрагментарно в виде использования отдельных коэффициентов технологичности, которые по мнению разработчиков считаются наиболее важными.

Чтобы устранить отмеченные недостатки необходимо чтобы коэффициенты технологичности отражали как характеристики КИ, так и степень их влияния на трудоемкость изготовления КИ.

Для определения степени влияния каждого из перечисленных коэффициентов технологичности КИ на трудоемкость ее изготовления необходимо установить, через какие виды трудоемкости влияют характеристики КИ на полную трудоемкость КИ.

Как известно, полная трудоемкость (Т) изготовления КИ складывается из трудоемкости (Т₁) технологической подготовки производства КИ и трудоемкости (Т₂) технологических процессов сборки и изготовления деталей КИ [5].

В свою очередь Т₁ состоит из: Т₁₁ – трудоемкости разработки технологических процессов изготовления деталей; Т₁₂ – трудоемкости разработки сборочных технологических процессов; Т₁₃ – трудоемкости разработки и изготовления технологической оснастки. А Т₂ состоит из: Т₂₁ – трудоемкость подготовительно- заключительных работ при обработке заготовок; Т₂₂ – трудоемкость технологических переходов обработки заготовок; Т₂₃ – трудоемкость вспомогательных переходов обработки заготовок; Т₂₄ – трудоемкость подготовительно- заключительных работ при соединении деталей; Т₂₅ – трудоемкость технологических переходов соединения деталей; Т₂₆ – трудоемкость вспомогательных переходов соединения деталей.

В связи, а выше изложенным, предлагаются расчетные формулы коэффициентов технологичности.

Коэффициент точности деталей конструкции изделия (К_{ТЧ})

Коэффициент точности деталей КИ должен учитывать:

- точность поверхностей всех деталей КИ;
- величины площадей поверхностей соответствующего качества;
- степень влияния точности поверхностей деталей на вид трудоёмкости;
- степень влияния точности поверхностей деталей на полную трудоёмкость изготовления КИ.

Тогда формула коэффициента точности деталей, будет иметь вид:

$$K_{ТЧ} = 1 - \frac{a_{22}a_2 \sum S_i}{\sum A_i b_{ТЧi} S_i'}$$

где А–значение качества точности;

S_i– сумма величин площадей поверхностей всех деталей i-ого значения качества точности;

b_{ТЧi} – коэффициент учитывающий степень влияния i-ого качества точности поверхности на трудоёмкость технологических переходов обработки поверхностей деталей;

a₂₂ – степень влияния Т₂₂ на Т₂;

a₂ – степень влияния Т₂ на Т;

Коэффициент шероховатости поверхностей деталей (К_Ш)

Коэффициент шероховатости поверхностей деталей должен учитывать:

- требования к шероховатости поверхностей всех деталей в изделии;
- величины площадей поверхностей;

- степень влияния параметра шероховатости на виды трудоёмкости;
- степень влияния параметра шероховатости на полную трудоёмкость изготовления

КИ.

Тогда формула коэффициента шероховатости поверхностей деталей, будет иметь вид:

$$\text{ш} = 1 - \frac{a_{22}a_2 \sum S_i}{\sum B_i S_i b_{\text{ш}i}},$$

где B – параметр шероховатости в Ra ;

S_i – сумма величин площадей поверхности i -ого параметра шероховатости;

$b_{\text{ш}i}$ – коэффициент учитывающий степень влияния i -ого параметра шероховатости поверхности на трудоёмкость технологических переходов обработки поверхностей деталей;

Коэффициент массы деталей изделия (K_M)

Коэффициент массы деталей изделия должен учитывать:

- число деталей в изделии;
- массу каждой детали в изделии;
- степень влияния массы детали на виды трудоёмкости;
- степень влияния массы детали на полную трудоёмкость изготовления КИ;

Тогда формула коэффициента массы деталей, будет иметь вид:

$$M = 1 - \frac{(a_2 a_{23} + a_2 a_{26})N}{\sum M_i b_{Mi}},$$

где M_i – масса i -ой детали в изделии; N – количество деталей в изделии; a_{23} – степень влияния T_{23} на T_2 ; a_{26} – степень влияния T_{26} на T_2 ; b_{Mi} – коэффициент учитывающий степень влияния массы каждой детали на трудоёмкость вспомогательных переходов обработки заготовок и трудоёмкость вспомогательных переходов соединения деталей.

Коэффициент твердости материала деталей (K_{TB})

Коэффициент твёрдости материала деталей изделия должен учитывать:

- число деталей в изделии;
- твёрдость материала каждой детали в изделии;
- степень твёрдости материала детали на виды трудоёмкости;
- степень твердости материала детали на полную трудоёмкость изготовления КИ;

Тогда формула коэффициента твердости материала деталей, будет иметь вид:

$$T_B = 1 - \frac{a_{22}a_2 N}{\sum T_{Bi} b_{TBi}},$$

где T_B – твердость материала; N – количество деталей в изделии; b_{TBi} – коэффициент, который учитывает степень влияния на трудоёмкость твёрдости материала деталей.

Литература

1. ГОСТ 2.103-2013 Единая система конструкторской документации (ЕСКД). Стадии разработки
2. Базров Б.М. Технологичность конструкции изделия и ее оценка. Вестник машиностроения. 2018 № 6 С. 47-50.
3. Методика отработки конструкций на технологичность и оценки уровня технологичности изделий машиностроения и приборостроения Текст. - М.: Изд-во стандартов, 1976. - 56 с.
4. Технологичность конструкций изделий: Справочник / Ю.Д. Амиров, Т.К. Алфёрова, П.Н. Волков. и др.: Под общ. ред. Ю. Д. Амирова.– 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. 768 с.: ил..
5. Базров Б.М., Троицкий А.А. Метод расчета уровня технологичности конструкции изделия. Проблемы машиностроения и надежности машин. 2019 № 1 С. 98-101.

СЕКЦИЯ № 2.

**ПРОЧНОСТЬ, ЖИВУЧЕСТЬ И
БЕЗОПАСНОСТЬ МАШИН**

**К ВОПРОСУ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДИСПЕРСНО-НАПОЛНЕННЫХ
КОМПОЗИТОВ, РАЗВИТИЮ ТРЕЩИН СМЕШАННОГО ТИПА**
*ON THE ISSUE OF RESISTANCE OF DISPERSED-FILLED COMPOSITES,
THE DEVELOPMENT OF CRACKS OF MIXED TYPE*

Бурукин И.В. – студент, **Пирожков В.А.** – к.т.н., **Рыбакова М.Р.** – ст. преподаватель
Московский политехнический университет

Abstract. Currently, various non-metallic materials are widely used in industry, including composite ones, which have a number of positive properties. The practice of operating products from these materials allows us to conclude that many of these are characterized by a brittle nature of destruction. Moreover, numerous experimental studies have established that the crack resistance of brittle materials is directly dependent on the type of crack opening.

In many studies devoted to the study of strength issues, the essential role played by the spherical component of the stress tensor in the development of the process of brittle fracture of the material plays a significant role.

In this paper, we present the results of an experimental study of the nature of the dependence near the crack tip between hydrostatic tension and the largest normal stress value that determines the onset of the development of the fracture process of the mixed type I - III.

Key words: crack resistance, stress, brittle materials.

Аннотация. В настоящее время в промышленности широко используются различные неметаллические материалы, в том числе и композиционные, обладающие рядом положительных свойств. Практика эксплуатации изделий из этих материалов позволяет заключить, что многим из этих свойственен хрупкий характер разрушения. Причём, многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что трещиностойкость хрупких материалов находится в прямой зависимости от типа раскрытия берегов трещины.

Во многих исследованиях, посвящённых изучению вопросов прочности, отмечается существенная роль, которую играет шаровая составляющая тензора напряжений в развитие процесса хрупких разрушений материала.

В настоящей работе приведены результаты экспериментального изучения характера зависимости вблизи вершины трещины между гидростатическим растяжением и наибольшей величиной нормального напряжения, определяющей начало развития процесса разрушения смешанного типа I - III.

Ключевые слова: трещиностойкость, напряжение, хрупкие материалы.

В настоящее время в промышленности широко используются различные неметаллические материалы, в том числе и композиционные, обладающие рядом положительных свойств. Практика эксплуатации изделий из этих материалов позволяет заключить, что многим из этих свойственен хрупкий характер разрушения. Причём, многочисленными экспериментальными исследованиями установлено, что трещиностойкость хрупких материалов находится в прямой зависимости от типа раскрытия берегов трещины.

Во многих исследованиях, посвящённых изучению вопросов прочности, отмечается существенная роль, которую играет шаровая составляющая тензора напряжений в развитие процесса хрупких разрушений материала.

На основании изложенного, для получения наиболее полных представлений об особенностях растрескивания хрупких материалов целесообразно иметь представление о том, какую роль в процессе их разрушения играют такие способствующие развитию парообразования факторы, как увеличение концентрации структурных неоднородностей и повышение уровня гидростатического растяжения.

С этой целью была поставлена серия опытов, в которых цилиндрические образцы с кольцевыми усталостными трещинами подвергали нагружению до разрушения осевой растягивающей силой и крутящим моментом. Образцы изготовляли из эпоксидного компаунда холодного отверждения на основе смолы ЭД-20 и композитов, состоящих из указанного эпоксидного компаунда с 0,25, 0,5. объемным содержанием тонкодисперсной фазы мерки КП-3. Методика подготовки и проведения испытаний была принята в точном соответствии с указанным в работе [1]

Результаты проведенных экспериментов были положены в основу определения характера зависимости между гидростатическим растяжением σ_0 и наибольшим по модулю главным напряжением σ_{\max} в области вершины трещины в момент ее срагивания. Величина напряжения σ_{\max} вблизи тупиковой части трещины использовалась для косвенной оценки интенсивности образования микропор в области ее вершины. Численные значения величин σ_0 и σ_{\max} рассчитывались по формулам:

$$\sigma_0 = \frac{2 K_I (1 + \nu)}{3 \sqrt{2\pi r}}, \quad (1)$$

$$\sigma_{\max} = \frac{1}{\sqrt{2\pi r}} \left[K_I (0,5 + \nu) + \sqrt{\frac{K_I^2 (1 - 2\nu)^2}{4} + K_{III}^2} \right], \quad (2)$$

ν – коэффициент Пуассона, который представляют собой видоизмененные с помощью асимптотических представлений [2] известные выражения для расчета паровой составляющей тензора напряжений и максимальных главных напряжений. Подстановка в формулы (1) и (2) значений коэффициентов K_I , и K_{III} , которые для каждого исследованного материала определялись из решения уравнения

$$\left(\frac{K_I}{K_{I_0}} \right)^2 + \left(\frac{K_{III}}{K_{III_0}} \right)^2 = 1,$$

где K_{I_0} и K_{III_0} – экспериментально установленные пороговые значения коэффициентов интенсивности напряжений [2], позволила построить изображенные на рисунке графики, качественно отражающие связь между гидростатическим растяжением и по модулю главным напряжением в момент начала развития процесса разрушения.

Графики на рисунке 1, отражающие вблизи вершины трещины характер зависимости между гидростатическим растяжением и наибольшей величиной нормального напряжения: – компаунд без наполнителя; 2-3 – композит с 0,25 и 0,3 объемным содержанием КП-3 соответственно.

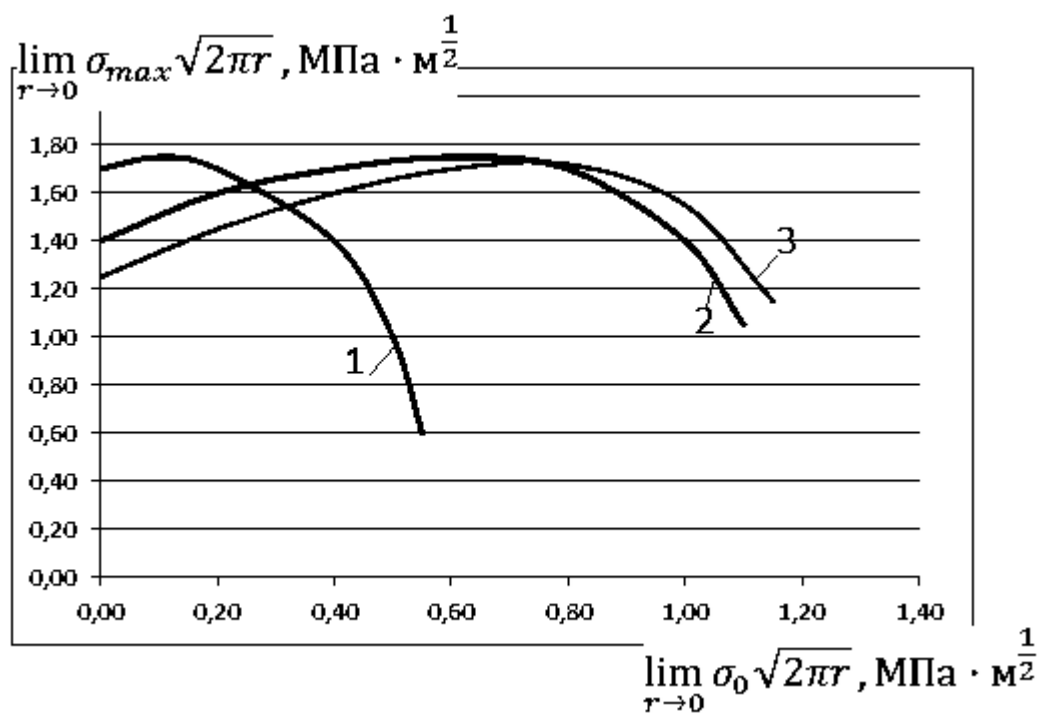


Рис. 1. Зависимость разрушающего напряжения от интенсивности гидростатического растяжения в вершине трещины

Из этих графиков видно, что наиболее сильная зависимость величины наибольшего по модулю главного напряжения вблизи вершины трещины от гидростатического растяжения наблюдается для эпоксидного компаунда без наполнителя. Это можно объяснить значительным снижением способности материала в области вершины трещины сопротивляться воздействию приложенной нагрузки из-за развития в нем процессов порообразования и разрыхления. Для композиционных материалов зависимость величины наибольшего по модулю главного напряжения в области вершины трещины от степени гидростатического растяжения практически несущественна. Однако по мнению авторов из этого вовсе не следует, что в данном случае под действием гидростатического растяжения вблизи вершины трещины не происходит развития микропор и разрыхления материала. Отмеченная слабая зависимость наибольших главных напряжений σ_{max} от величины гидростатического растяжения σ_0 говорит о том, что введение в эпоксидный компаунд частиц тонкодисперсной фазы, способных выступать в роли дополнительных очагов зарождения микропор, приводит в конечном итоге не только к снижению статической прочности материала, но и к резкому понижению уровня напряжений вблизи вершины трещины за счет роста размеров зоны предразрушения [3].

В рамках высказанной концепции о возможном влиянии на трещиностойкость хрупких материалов процессов зарождения и развития микропор опубликованные в работе [3] данные об увеличении пороговых значений коэффициентов K_I по мере повышения содержания в композите частиц дисперсной фазы можно объяснить преобладанием эффекта понижения уровня напряженного состояния вблизи вершины трещины (в связи с ростом размеров зоны предразрушения) над эффектом снижения в этом месте статической прочности материала в результате его разрыхления. Наблюдаемое в экспериментах по изучению хрупкого разрушения в условиях антиплоского сдвига [3] заметное уменьшение пороговых значений коэффициентов K_{III} композиционных материалов с повышением содержания в них частиц тонкодисперсной фазы с нашей точки зрения объясняется тем, что при антиплоском сдвиге в отсутствии шаровой составляющей

тензора напряжений введение в эпоксидный компаунд наполнителя практически не приводит к увеличению размеров зоны предразрушения [4], а следовательно, и к снижению уровня напряжений в области вершины трещины.

Данные настоящей работы позволяют более обоснованно подойти к теоретическому осмыслению различия в тенденциях изменения значений коэффициентов интенсивности напряжений при нормальном отрыве и антиплоском сдвиге в зависимости от величины объемной концентрации в композите частиц дисперсной фазы.

Литература

1. Партон В.З., Морозов Е.М. Механика упругопластического разрушения. – М.: Наука, 502 с.
2. Макклиток Ф., Аргон А. Деформация и разрушение материалов. – М.: Мир, 1970. 444 с.
3. Методические рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний композиционных материалов при статическом нагружении. АН УССР, Физико-химический ин-т им. Г.В. Карпенко. Львов, 1984, 78 с.
4. Сопротивление материалов А.В. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин. Высшая школа. 2003 г. 560 с.

ПРОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ СОСТАВНЫХ КОНСТРУКЦИЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МЕТОДА СПЕКТРАЛЬНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ НА НЕКОНФОРМНЫХ СЕТКАХ¹

STRUCTURAL ANALYSIS OF ASSEMBLIES USING NON-CONFORMAL SPECTRAL ELEMENT METHOD

Вершинин¹ А.В. – д.ф.-м.н., доцент, Левин¹ В.А. – д.ф.-м.н., профессор,
Кукушкин² А.В. – к.ф.-м.н., руководитель отдела, Коновалов² Д.А. – руководитель
разработки

¹МГУ имени М.В. Ломоносова

²ООО «Фидесис»

versh1984@mail.ru

Abstract. An approach to the numerical simulation of a contact interaction between the deformable solids inside the assembly is considered in the article. A standard approach for solving such kind of problems is to imprint the boundaries and merge the solids along the common boundary zones. However this approach requires conformal discretization of the whole assembly including conformal meshes on the common boundary regions during the numerical simulation, which often causes significant problems for the industrial assemblies consisting of a large number of parts of different sizes. Test examples are considered for the verification of the developed in CAE Fidesys (www.cae-fidesys.com) algorithm of tying elastic solids by comparing simulation results with the solutions of similar problems for the case of merged solids with a conformal mesh discretization: static and modal analysis of the assemblies consisting of cubic, cylindrical and spherical bodies. A robustness of the algorithm and a continuity of the obtained solution are analyzed in case of gaps/overlaps between contacting solids. It is shown that small gaps and overlaps in CAD-model of an assembly do not influence much a correctness of numerical results and these cases are correctly and automatically processed in CAE Fidesys software module based on the described algorithm.

Key words: bonded contact, structural analysis, numerical method, simulation, finite strains.

Аннотация. В статье рассматривается подход к численному моделированию упругого взаимодействия между деформируемыми твердыми телами в составе единой конструкции. Стандартным образом данная задача может быть решена путем отпечатывания граничных поверхностей и последующего сращивания тел между собой по общим частям (пятнам) на границах. Однако такой подход при численном решении задачи требует построения единой дискретизации всей конструкции с конформной сеткой на общих участках граничных поверхностей. В статье приводятся примеры тестовых задач для верификации разработанного алгоритма сопряжения упругих тел путем сравнения с решениями аналогичных задач для случая “склеенных” тел с конформной сеточной дискретизацией: краевых задач статического и модального анализа конструкций, состоящих из кубических, цилиндрических и сферических тел. Показано, что наличие относительно небольших зазоров и пересечений тел в геометрической модели конструкции не вносит существенного вклада в численное решение задачи и корректно в автоматическом режиме обрабатывается в рамках реализованного в CAE Fidesys программного модуля на основе описанного алгоритма. В заключении приведены результаты решения промышленной задачи об определении спектра резонансных частот составной конструкции детали микроспутника.

Ключевые слова: связанный контакт, прочностной анализ, численное моделирование, конечные деформации.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-38-70001

Для того чтобы найти численное решение контактной задачи, дополним стандартные уравнения метода конечных элементов (FEA) рядом ограничений, препятствующих взаимному проникновению взаимодействующих тел и приводящих к согласованным полям внутри них. Эти ограничения накладываются на контактной границе АВ (Рис.1), на которой происходит взаимодействие между телами [1]:

$$x^1|_{AB} = x^2|_{AB} \text{ и } t^1|_{AB} = t^2|_{AB}, \quad (1)$$

где x^i – координаты точек тел в конечном (деформированном) состоянии, t^i – нормальные напряжения на границе между телами.

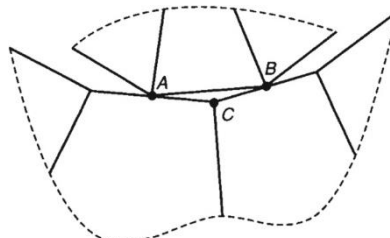


Рис. 1. Контактная область между телами

Известными подходами для введения этих ограничений в глобальную систему уравнений МКЭ являются [4-7]:

- метод множителей Лагранжа;
- метод штрафов;
- прямой метод исключения ограничений;
- разрывный метод Галеркина с использованием внутренних штрафов [2,3].

Эти методы имеют свои плюсы и минусы при их реализации в промышленных программных САЕ-пакетах. Первые три метода являются наиболее часто используемыми [10-12]. Прямой метод исключения ограничений является основой алгоритма, рассмотренного в докладе. В отличие от метода множителей Лагранжа, метод исключения ограничений сокращает общее число неизвестных в задаче. Однако предварительно необходимо определить степени свободы ведущих и ведомых узлов для системы уравнений для ограничений. Глобальная система уравнений МКЭ далее модифицируется с помощью данных ограничений. Алгоритм выбора основных и подчиненных степеней свободы нетривиален. Чтобы наложить ограничения на перемещения с использованием процедуры прямого исключения, необходимо сначала представить их следующим образом [8]:

$$x_s = F(x_m) = \sum_{i=0}^n N(\xi) x_m \quad (2)$$

Эти уравнения используются далее при сборке глобальной матрицы жесткости и вектора глобальной силы с использованием одного из методов исключения [9]. Непрерывность нормальных напряжений в зоне контакта необходимо учитывать дополнительно и будет рассмотрена позже.

Алгоритм может быть разделен на два этапа. Первым шагом является задание контактных пар. Вторым шагом - сборка уравнений контактных ограничений и глобальная матричная редукция на их основе.

После определения контактной пары уравнение ограничения для пары можно записать следующим образом, используя проекцию ведомого узла на ведущую поверхность [11]:

$$u_s - \sum_j N_j(\xi) u_j^m = 0, \quad (3)$$

где u_s - перемещения ведомого узла, u_j^m - перемещения в ведущем элементе,

$N_j(\xi)$ - функции формы ведущего элемента, ξ - локальные координаты проекции ведомого узла на мастер элемент.

Условия непрерывности нормальных напряжений на контактных границах могут быть записаны следующим образом [1, 12]:

$$\int_{\Gamma^s} N_i^s \sigma^m n^s d\Gamma^s + \int_{\Gamma^m} N_i^m \sigma^s n^m d\Gamma^m = 0, \quad \dots\dots\dots(4)$$

где Γ^s - ведомая поверхность, N_i^s - функции формы ведомого элемента, n^s - нормаль к ведомой поверхности, σ^s - тензор напряжений на ведомом элементе, Γ^m - ведущая поверхность, N_i^m - функции формы ведущего элемента, n^m - нормаль к ведущей поверхности, σ^m - тензор напряжений на ведущем элементе.

В общем случае эти дополнительные уравнения приводят к несимметричной матрице жесткости, и в результате для ее решения должны использоваться решатели СЛАУ с более высокими вычислительными затратами. Однако для случая линейных упругих задач с условиями связанного контакта, рассмотренного выше, можно получить симметричную матрицу жесткости, используя методы симметризации [13].

На Рис. 2 и Рис. 3 представлены как тестовые, так и промышленные примеры, демонстрирующие эффективность разработанного алгоритма расчета составных конструкций с геометрическими неточностями.

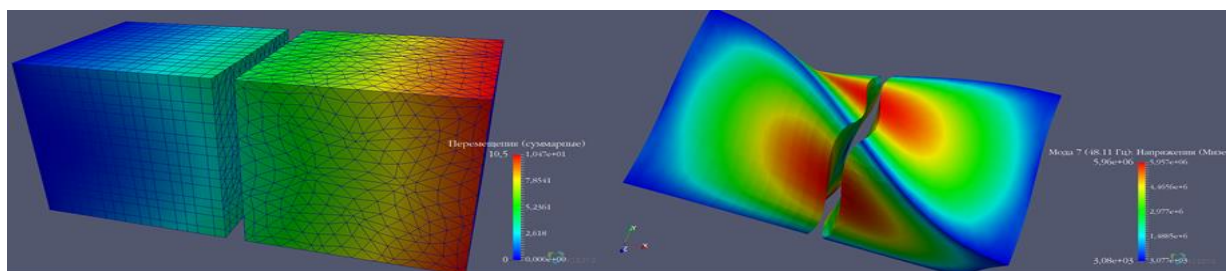


Рис. 2. Непрерывные поля модуля вектора перемещений (слева) и интенсивности напряжений (справа) на неконформных сетках 3го (левый кубик) и 4го (правый кубик) порядков

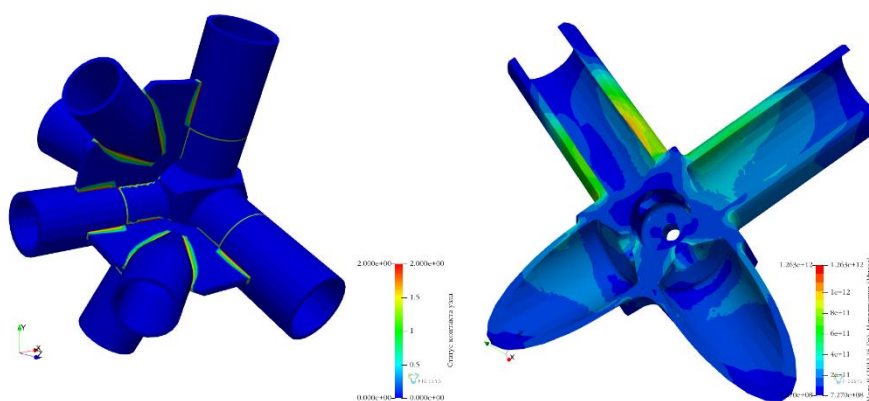


Рис. 3. Статус контакта (слева, красный – зоны контакта) и непрерывное поле интенсивности напряжений (справа) в составной конструкции (элемент микроспутника)

Заключение

Описанный алгоритм реализован в программном комплексе для инженерного анализа CAE Fidesys в сочетании с методом конечных элементов (FEM) [1] и методом спектральных элементов (SEM) [14]. Тестовые примеры подтвердили применимость алгоритма для решения задач связанного контакта на неконформных сетках между

твердыми телами и продемонстрировали надежность алгоритма и непрерывность полученного численного решения в случае зазоров / нахлестов между контактирующими телами. Показано, что небольшие разрывы и нахлесты в САД-модели составной конструкции незначительно влияют на полученные численные результаты, и данные случаи корректно и автоматически обрабатываются в программном модуле CAE Fidesys на основе разработанного алгоритма.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-38-70001

Литература

1. Zienkiewicz O C and Taylor R L 2014 The Finite Element Method for Solid and Structural Mechanics, Seventh Edition (Amsterdam: Elsevier)
2. Cockburn B, Karniadakis G E and Shu Chi-Wang 2000 Discontinuous Galerkin Methods: Theory, Computation and Applications (Berlin: Springer-Verlag)
3. Arnold D N, Brezzi F, Cockburn B and Marini D 2002 Unified analysis of discontinuous Galerkin methods for elliptic problems SIAM J. Numer. Anal. 39 1749–1779
4. Papadopoulos P, Solberg J M and Lagrange A 1998 Multiplier method for the finite element solution of frictionless contact problems Math. Comput. Model. 28 373–384
5. Popp A, Wohlmuth B, Gee M and Wall W 2012 Dual Quadratic Mortar Finite Element Methods for 3D Finite Deformation Contact SIAM Journal on Scientific Computing 34 DOI:10.1137/110848190.
6. Shephard M S 1984 Linear multipoint constraints applied via transformation as part of a direct stiffness assembly process Int. J. Numer. Meth. Engng 20 2107-2112
7. Abel J F and Shephard M S 1979 An algorithm for multipoint constraints in finite element analysis Int. J. Numer. Meth. Engng 14 464–467
8. Landers J A and Taylor R L 1985 An augmented Lagrangian formulation for the finite element solution of contact problems Technical Report SESM 85/09 University of California, Berkeley
9. Peric D and Owen R J 1992 Computational model for 3-d contact problems with friction based on the penalty method Int. J. Numer. Meth. Engng 35 1289-1309
10. Simo J C and Vu-Quoc L 1986 A three-dimensional finite strain rod model. Part II: Geometric and computational aspects Comput.Methods Appl.Mech. Eng. 58 79–116
11. Chow E, Manteuffel T A, Tong C and Wallin B K 2001 Algebraic elimination of slide surface constraints in implicit structural analysis Int. J. Numer. Meth. Engng 01 1-21
12. Wang X, Prakash A, Chen JS and Taciroglu E 2017 Variationally consistent coupling of non-matching discretizations for large deformation problems Comput Mech 60 465 DOI:10.1007/s00466-017-1417-0
13. Felippa C A 2004 Introduction to finite element methods. Chapter 8 Multifreedom constraints I (Colorado: Department of Aerospace Engineering Sciences and Center for Aerospace Structures University of Colorado Boulder) 1-17
14. Konovalov D A, Vershinin A V, Zingerman K M and Levin V A 2017 The Implementation of Spectral Element Method in a CAE System for the Solution of Elasticity Problems on Hybrid Curvilinear Meshes Modelling and Simulation in Engineering DOI:10.1155/2017/1797561

**ДЕФОРМИРОВАНИЕ И РАЗРУШЕНИЕ ПОЛИМЕРНЫХ
КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ В УСЛОВИЯХ
ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫХ ЦИКЛИЧЕСКИХ И НИЗКОСКОРОСТНЫХ
УДАРНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЙ¹**

*DEFORMATION AND DESTRUCTION OF POLYMER COMPOSITE
MATERIALS UNDER PRELIMINARY CYCLIC AND LOW-VELOCITY IMPACTS*

Вильдеман^{1,2} В.Э. – д.ф.-м.н., зав. каф. ЭМКМ, директор ЦЭМ, **Староверов^{1,2} О.А.** – н.с.
ЦЭМ, **Третьяков^{1,2} М.П.** – к.ф.-м.н., доц. каф. ЭМКМ, с.н.с ЦЭМ

¹Пермский национальный исследовательский политехнический университет

²Центр экспериментальной механики ПНИПУ

wildemann@pstu.ru, cem_staroverov@mail.ru, cem_tretyakov@mail.ru

Abstract. The paper presents the results of an experimental study of the behavior of samples of polymer composite materials under complex mechanical loads. A technique has been developed for the experimental assessment of changes in the residual strength and stiffness properties of layered composites for various parameters of preliminary cyclic and low-velocity impacts. Corresponding experimental data were obtained for fiberglass samples with various layouts. In accordance with the considered method for analysis of the obtained data, a fatigue sensitivity diagram has been introduced, which contains the characteristic sections of the change in the residual static strength and its threshold values, and is used to study the processes of damage accumulation and fracture of composites at various loading parameters. As a result of the analysis of the influence of a preliminary three-point impact bending on the mechanical characteristics of fiberglass specimens during tension, a threshold value of impact sensitivity was noted, until which a decrease in the residual strength of fiberglass was not observed. A change in the mechanisms of destruction of the samples under static tension with an increase in the energy of preliminary impact is noted.

Key words: composites, experimental research, static load, cyclic load, low-velocity, impact bending, complex load, residual strength, fatigue sensitivity, damage tolerance.

Аннотация. В работе приводятся результаты экспериментального изучения поведения полимерных композитов в условиях комплексных механических воздействий. Разработана методика экспериментальной оценки изменения остаточных прочностных и жесткостных характеристик слоистых композитов при различных параметрах предварительных циклических и низкоскоростных ударных воздействий. Получены соответствующие опытные данные для образцов стеклопластика с различными схемами укладки армирующих слоев. В соответствии с рассматриваемой методикой для анализа полученных данных введена диаграмма усталостной чувствительности, которая содержит характерные участки изменения остаточной статической прочности и её пороговые значения, и используется для изучения процессов накопления повреждений и разрушения композитов при различных параметрах нагружения. В результате анализа влияния предварительного трехточечного ударного воздействия на механические характеристики стеклопластиковых образцов при последующем растяжении отмечено наличие порогового значения ударной чувствительности, до достижения которого снижения остаточной прочности стеклопластика не наблюдается. Отмечено изменение механизмов разрушения образцов при статическом растяжении с увеличением энергии предварительного удара.

Ключевые слова: композиты, экспериментальное исследование, статическое нагружение, циклическое нагружение, низкоскоростной удар, ударный изгиб, комплексное нагружение, остаточная прочность, усталостная чувствительность, живучесть.

¹ Исследование выполнено за счет средств гранта Российского научного фонда (проект № 16-19-00069) в Пермском национальном исследовательском политехническом университете

Введение

Многие конструкции из композитных материалов в процессе эксплуатации подвергаются циклическим нагрузкам. В процессе такого нагружения происходит накопление повреждений, что приводит к последующему усталостному разрушению [1-3]. При этом для композиционных материалов наблюдается снижение механических свойств в процессе циклической наработки [4-5]. Для слоистых композиционных материалов одним из самых опасных видов воздействий является удар в поперечном направлении относительно укладки армирующих слоев композита. Такие ударные воздействия приводят к возникновению расслоений в структуре материала, что, в свою очередь, отражается в снижении некоторых прочностных характеристик композитов. Особую опасность представляют ударные воздействия, после которых при визуальном осмотре изделия не удается оценить поврежденность, в таких случаях необходимо проводить комплекс исследований с совместным использованием неразрушающих методов дефектоскопии [6-7]. Поэтому, для описания процессов накопления повреждений и разрушения композитов, а также для проектирования и эксплуатации композитных изделий требуются экспериментальные данные об изменении прочностных и деформационных характеристик при различных условиях нагружения [8-10], в том числе в процессе циклических и низкоскоростных ударных воздействий.

Методика испытаний и результаты

С целью изучения изменения прочностных и деформационных характеристик в процессе циклических и низкоскоростных ударных воздействий разработана методика опытного изучения влияния предварительного циклического воздействия на механические характеристики слоистых композиционных материалов при последующем растяжении. Методика состоит из четырех этапов: 1 – квазистатическое растяжение (σ_B , E); 2 – усталостные испытания (N_{max}); 3 – предварительное воздействие с различной наработкой циклов без разрушения образцов (n'); 4 – последовательное квазистатическое растяжение (σ_B' , E'). Разработанная методика позволяет исследовать изменение остаточных прочностных и жесткостных свойств материалов в процессе усталостного накопления повреждений с различными параметрами воздействия и температурными режимами.

Для изучения влияния предварительного удара в работе рассмотрен вариант ударного воздействия по всей ширине образца по схеме трехточечного изгиба. Приведенная методика состоит из следующих этапов: 1 – квазистатическое растяжение (σ_B , E); 2 – ударный изгиб с определением энергии разрушения (E_{max}); 3 – предварительное ударное воздействие с различными параметрами без разрушения образцов (e'); 4 – последовательное квазистатическое растяжение (σ_B' , E').

Приведенные методики исследований применяются для получения новых экспериментальных данных о закономерностях поведения образцов композиционных материалов в условиях комплексных механических воздействий, в том числе квазистатических, циклических, низкоскоростных ударных в условиях нормальных, повышенных и пониженных температур. На их основе получены опытные зависимости остаточной прочности слоистого стеклопластика при растяжении после предварительного циклического воздействия с различными параметрами (рис. 1, а). По оси ординат приведены значения амплитуды напряжений в цикле (коэффициент асимметрии $R=0,1$), по оси абсцисс – число циклов предварительного воздействия (логарифмическая шкала). Из графика зависимости видно, что с ростом числа циклов предварительного воздействия приводит к снижению остаточной прочности, а увеличение значения максимальных напряжений в цикле приводит к снижению усталостной долговечности (максимальное число циклов до разрушения).

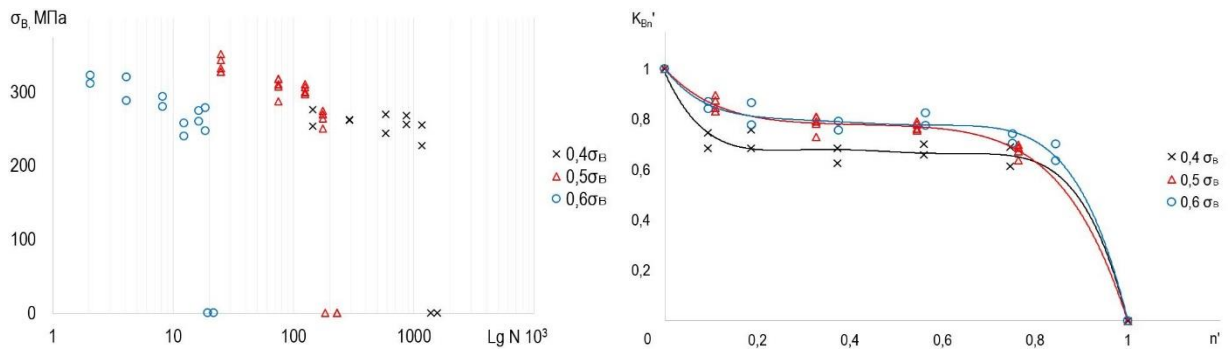


Рис.1. Зависимость остаточной прочности стеклопластика при различных параметрах циклического воздействия (а), диаграмма усталостной чувствительности стеклопластика (б)

В результате обработки экспериментальных данных в соответствии с предложенной методикой получены диаграммы усталостной чувствительности, представленные на рисунке 1, (б), на которых данные приводятся в виде зависимости относительного снижения прочности K_{Bn}' от относительного числа циклов предварительного воздействия n' . Анализ построенных диаграмм усталостной чувствительности позволяет сделать вывод, что циклическое воздействие с параметрами $\sigma_{max}=0,4 \cdot \sigma_B$ уже в диапазоне предварительных воздействий $(0-0,2) \cdot n'$ привело к снижению остаточного предела прочности при растяжении на 30 %, в то время, как для образцов, испытанных при $\sigma_{max}=0,5 \cdot \sigma_B$ и $\sigma_{max}=0,6 \cdot \sigma_B$, менее чем на 20%.

По результатам испытаний на предварительный трехточечный ударный изгиб и последующее квазистатическое растяжение построена диаграмма остаточной прочности стеклопластиковых образцов (рис. 2).

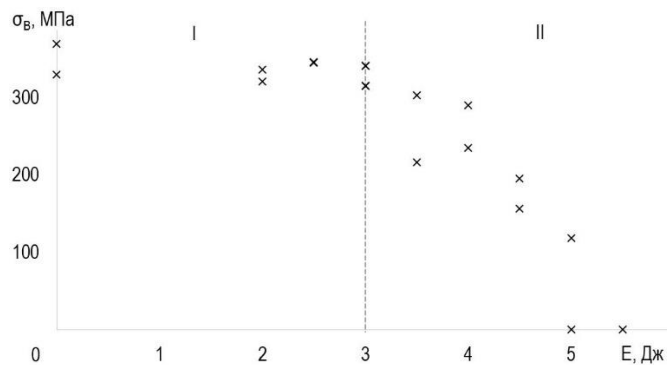


Рис.2. Диаграмма остаточной прочности стеклопластиковых образцов после предварительного трехточечного ударного изгиба с различными энергиями воздействия

На диаграмме видно, что предварительное ударное воздействие с энергий большей 3 Дж приводит к снижению остаточной прочности стеклопластиковых образцов при растяжении. Таким образом значение энергии удара $E=3$ Дж является пороговым значением ударной чувствительности для исследуемых образцов. При энергиях воздействий выше 3,5 Дж происходило изменение механизмов разрушения образцов с нормального отрыва на нормальный отрыв с расслоением в продольном направлении.

Заключение

В результате выполнения работы предложена методика опытной оценки изменения остаточных прочностных и жесткостных характеристик слоистых композитов при различных параметрах предварительных циклических и низкоскоростных ударных воздействий и введена диаграмма усталостной чувствительности, содержащая характерные участки изменения остаточной статической прочности и её пороговые значения, использование которой видится перспективным при изучении процессов накопления повреждений и разрушения композитов при различных параметрах

нагрузки. На основе полученных опытных данных отмечена стадийность изменения остаточной прочности для образцов стеклопластика с различными схемами укладки армирующих слоев. В результате анализ влияния предварительного трехточечного ударного воздействия на механические характеристики стеклопластиковых образцов при последующем растяжении отмечено наличие порогового значения ударной чувствительности, до достижения которого снижения остаточной прочности стеклопластика не наблюдается. Отмечено изменение механизмов разрушения образцов при статическом растяжении с увеличением энергии предварительного удара.

Исследование выполнено за счет средств гранта Российского научного фонда (проект № 16-19-00069) в Пермском национальном исследовательском политехническом университете

Литература

1. Разрушение конструкций из композитных материалов/ И.В. Грушецкий, И.П. Дмитриенко, А.Ф. Ермоленко и др.; Под редакцией В.П. Тамужа, В.Д. Протасова – Рига: Зинатне, 1986. –264 с..
2. Wildeman V. E., Staroverov O. A., Lobanov D. S. Diagram and parameters of fatigue sensitivity for evaluating the residual strength of layered gfrp composites after preliminary cyclic loadings // *Mechanics of Composite Materials*. – 2018. – Vol. 54. – № 3. – P. 313–320.
3. Van Paeppegem W., Degrieck J. A new coupled approach of residual stiffness and strength for fatigue of fibre-reinforced composites // *International Journal of Fatigue*. – 2002. – Vol. 24, Issue 7. – P. 747–762.
4. Katunin A. Criticality of the self-heating effect in polymers and polymer matrix composites during fatigue, and their application in non-destructive testing // *Polymers*. – 2018. – Vol. 11 (1). 19; DOI:10.3390/polym11010019.
5. Anastasios P. Vassilopoulos. Fatigue life prediction of composites and composite structures. 2nd Edition. – 2019. – P. 762.
6. Староверов О.А., Бабушкин А.В., Горбунов С.М. Оценка степени поврежденности углепластиковых композиционных материалов при ударном воздействии. // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика*. – 2019. – №1. – С. 161–172.
7. Матвиенко Ю.Г. Акустикоэмиссионная диагностика процессов разрушения структуры композита при растягивающих, сжимающих и циклических нагрузках. / Ю.Г. Матвиенко, И.Е. Васильев, В.И. Иванов, С.В. Елизаров. // *Дефектоскопия*. – 2016. - №8. – С. 30.
8. Вильдеман В.Э., Ломакин Е.В., Третьяков М.П., Третьякова Т.В., Лобанов Д.С. Экспериментальные исследования закритического деформирования и разрушения конструкционных материалов. — Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2018. — 156 с.
9. Tretyakov M.P., Wildemann V.E. Stable crack growth in composite laminates under various stiffness of the loading system // *Procedia Structural Integrity*. — 2017. — Issue 5. — P. 233-238.
10. Tretyakov M.P., Lobanov D.S., Wildemann V.E. Study of the regularities of postcritical behavior and failure of specimens in the tests of composite materials // *Procedia Structural Integrity*. — 2019. — Vol.17. — P. 865–871.

**ОГОЛОВКИ ТИПА «КОЛОКОЛ»,
ИССЛЕДОВАНИЕ ВОПРОСА ПОВЫШЕНИЯ ПРОЧНОСТИ
THE END WALLS OF THE "BELL»,
STUDY OF THE ISSUE OF INCREASING STRENGTH**

Григорьева Ю.Б – аспирант, **Москвитин Г.В.** – д.т.н., проф. зав. лаб.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова

Abstract. In a decisive way the quality of the concrete is reflected in the use of bearings void of grillage pile Foundation in the areas of pipeline transportation and other tenefero. Due to the low quality of concrete, the production of small-sized elements gives a very high percentage of marriage, during construction and operation in the heads there are high local stresses (including tensile), which in combination with low strength characteristics lead to the formation and development of cracks before the destruction of the head. The main elements for modern construction still are products of their concrete of various sizes and appointments. Safety of erected structures and their resource is largely determined by the resistance to the action of operational and extreme loads, strength and the survivability of concrete elements. Currently, it is possible to guarantee the resource of these products during full-scale scientific research.

Key words: concrete, crack resistance, product life.

Аннотация. Решающим образом качество бетонов отражается на применении безростверковых свайных фундаментов в сферах трубопроводного транспорта и других теносферах. Из-за низкого качества бетона изготовление мелкогазонагруженных элементов даёт очень высокий процент брака, при строительстве и эксплуатации в оголовках возникают высокие местные напряжения (в том числе - растягивающие), которые в сочетании с низкими прочностными характеристиками приводят к образованию и развитию трещин вплоть

до разрушения оголовка. Основными элементами для современного строительства по-прежнему являются изделия из бетона различных типоразмеров и назначений. Безопасность возводимых конструкций и их ресурс в значительной мере определяется сопротивлением действию эксплуатационных и экстремальных нагрузок, прочностью и живучестью бетонных элементов. В настоящее время гарантировать ресурс данных изделий возможно при проведении полномасштабных научных исследований.

Ключевые слова: бетон, трещиностойкость, ресурс изделий.

Для наиболее распространенных сооружений, не требующих мощных фундаментов, производство железобетонных изделий не полностью отвечает требованиям сегодняшнего дня, в частности традиционное применение фундаментов неглубокого заложения приводит к большому объему закупаемых и перевозимых к месту строительства сборных железобетонных изделий. Основные затраты приходятся на «установку» фундамента, поскольку необходимо произвести большой объем земляных работ. Результат, а именно сроки строительства и ввода объектов в эксплуатацию, напрямую зависят от «многодельности» производства работ.

В то же время, многие конструкции не требуют по условиям прочности мощных фундаментов. Например, железнодорожные эстакады налива нефти, технологические эстакады для прокладки газо-, нефте- и продуктопроводов, опоры ЛЭП, а в ряде случаев даже многоэтажные здания создают незначительные нагрузки на фундаменты от собственного веса. Для таких сооружений целесообразно применять безростверковые свайные фундаменты с **оголовками типа «колокол».**

Для конструкций, имеющих небольшой собственный вес, наиболее целесообразным является применение свай-колонн с опорными оголовками типа «колокол». При этом ключевым элементом фундамента является монтажный узел

сопряжения оголовка типа «колокол» со свай.

Рассмотрим железнодорожную эстакаду налива нефти массой 1,5 тонны, опирающуюся на 4 колонны. Согласно СНиП 2.01.07-85* «Нагрузки и воздействия» на одну опору с учетом коэффициента запаса 1,3 приходится нагрузка 4,88 кН.

Возможные конструкции оснований под эстакаду: I - фундамент стаканного типа неглубокого заложения; II - свайный фундамент с монолитным железобетонным ростверком; III- сваи-колонны с опорными оголовками типа «колокол».

Результаты расчетов фундаментов при различных нагрузках (по СНиП 2.02.01-83* «Основания зданий и сооружений» и СНиП 2.02.03-85 «Свайные фундаменты») показывают, что даже при минимальных размерах любой из рассмотренных фундаментов выдерживает нагрузку 300 кН (запас более 60-ти раз), отсюда следует что фундамент минимальных размеров существенно недогружен и на 70-80 % работает на удержание самого «себя».

Свая-колонна известна с 50-х годов прошлого века. В 70-е – 80-е годы приняты нормативные документы, регламентирующие нормы проектирования, требования конструкции, технологии изготовления и монтажа оголовков типа «колокол» для свайных фундаментов. Имеется положительный опыт устройства безростверковых свайных фундаментов для крупнопанельных зданий из свай со сборными оголовками типа «колокол».

Возможность масштабного применения безростверковых свайных фундаментов с оголовками типа «колокол» решающим образом зависит от качества, прочности и трещиностойкости бетона для оголовков. Из-за низкого качества железобетона изготовление мелкогабаритных элементов даёт очень высокий процент брака, при строительстве и эксплуатации в оголовке возникают высокие местные напряжения (в том числе - растягивающие), которые в сочетании с низкими прочностными характеристиками приводят к образованию и развитию трещин вплоть до разрушения оголовка.

Радикальным решением данной проблемы, может стать использование бетонов специального назначения, в частности, фибробетонов на основе стальной и неметаллической фибры, которое позволит снизить материалоемкость, трудозатраты и себестоимость, а также повысить качество выпускаемых оголовков.

Дисперсно-армированные бетоны или фибробетоны представляют собой обширный класс композиционных материалов, которые все более масштабно начинают применяться в различных областях строительства и промышленности.

Дисперсное армирование осуществляется волокнами-фибрами, равномерно распределенными в объеме бетона (бетона-матрицы). Для этого используются различные виды металлических и неметаллических волокон минерального или органического происхождения:

- высокомодульная (стальная),
- высокопрочная (базальтовая, карбоновая, углеродная),
- высокодеформируемая (полипропиленовая, полиэтиленовая, целлюлозная).

Дисперсное армирование позволяет создавать фибробетоны с заданными свойствами в зависимости от конструкции, назначения, условий эксплуатации и нагрузок.

Это позволяет для каждого конкретного сооружения выбрать наиболее рациональную конструкцию фундамента, материала для отдельных элементов, обеспечить необходимую прочность и устойчивость, значительно снизить трудозатраты и себестоимость строительства.

Экспериментальные исследования проводились на фибробетонах, имеющих в основе бетон марки М800 (В60). Были изготовлены и испытаны уменьшенные вдвое модели стандартных оголовков типа «колокол» ОС 1-1, выполненные по Серии 1.111.1-4 «Оголовки свай сборные железобетонные для жилых и общественных зданий. Выпуск 1. Оголовки типа «Колокол».

Изготовлены были три вида образцов:

- контрольные образцы без дисперсного армирования;
- контрольные образцы с дисперсным армированием (коэффициент армирования - 0,1-0,12 %) стальной волнистой фиброй из проволоки производства НПО «Магфибрострой»;
- контрольные образцы с дисперсным армированием (коэффициент армирования - 0,8-1,0 %) базальтовой фиброй производства НПО «Вулкан».

В процессе эксплуатации основной опасностью для оголовков типа «колокол» является образование трещин под действием растягивающих напряжений, возникающих в зонах сопряжения со сваей (подробно будет рассмотрено ниже). В связи с этим основным параметром, определяющим несущую способность оголовка является сопротивление материала оголовка растяжению. Нормативный способ определения сопротивления растяжению – испытания на раскалывание.

Испытывались стандартные образцы – кубы $100 \times 100 \times 100$ мм в соответствии с ГОСТ 10180-2012 Бетоны. Методы определения прочности по контрольным образцам.

Дисперсное армирование стальной фиброй позволяет предотвратить разрушение конструкции при образовании трещин в бетонной матрице – конструкция приобретает «живучесть». Этот эффект проявляется тем сильнее, чем выше коэффициент армирования.

Основные положительные эффекты дисперсного армирования заключаются в следующем:

- увеличение жесткости;
- значительное увеличение воспринимаемых нагрузок при деформациях соответствующих началу образованию трещин бетонной матрице в бетонной матрице;
- после образования трещин в бетонной матрице дальнейший рост трещин существенно замедляется;

- повышение энергии необходимой для разрушения.

Как следствие у изделия из фибробетона могут:

- значительно повыситься сопротивляемость образованию трещин;
- появиться живучесть конструкции при наличии трещин;
- уменьшиться раскрытие трещины после ее возникновения;
- увеличиться критические размеры трещины (размеры трещины, при которых происходит разрушение при действующих нагрузках);
- увеличиться уровень нагрузок, приводящих к разрушению конструкции при наличии трещин;
- повыситься сопротивляемость динамическим и переменным нагрузкам;
- повыситься усталостная прочность и долговечность конструкции.

Эффективность положительного воздействия дисперсного армирования существенным образом зависит от конструктивных параметров изделия, характеристик бетона, параметров фибры, степени армирования.

Характеристики бетона, параметры фибры, степень армирования должны подбираться в зависимости от назначения изделия, условий эксплуатации, уровня и характера нагрузок при строительстве и эксплуатации.

Экспериментальные исследования были проведены на уменьшенной вдвое модели оголовка с размерами: длина l – 300 мм, ширина b – 300 мм, высота h – 200 мм, свая квадратного сечения 150×150 мм. Испытания проводились на прессе с максимальной нагрузкой 300 тс.

Последовательные стадии нагружения и результаты испытаний представлены на рисунке 1.

В результате применение фибробетона позволяет увеличить несущую способность оголовка типа «колокол». При дисперсном армировании стальной фиброй несущая способность увеличивается на 44,4 %, при дисперсном армировании базальтовой фиброй – на 18,5 %.

Фактическая несущая способность оголовка намного превышает расчетную (в 1,6 раза для оголовка из бетона без дисперсного армирования в 2,76 и в 2,79 раза для армирования стальной и базальтовой фиброй, соответственно).



Рис.1. Стадии испытаний образцов оголовков типа «колокол», выполненных из фибробетона

Повышение прочности, обеспечиваемое дисперсным армированием базальтовой фиброй существенно ниже, чем для случая стальной фибры, при том, что прочность базальтовой фибры 2410 МПа существенно выше прочности стальной - не более 1050 МПа.

Для уточненного расчета несущей способности оголовков типа «колокол» необходим расчет напряженно-деформированного состояния, возникающего в монтажном узле сопряжения оголовка типа «колокол» со сваей, с учетом его трехосности и существенной неоднородности по сечению.

Вывод

Для обеспечения прочности всей конструкции оголовков должен обладать высокой сопротивляемостью возникновению и росту трещин. Каркас из арматурной сетки не является решением проблемы. Наиболее рациональным решением представляется изготовление оголовков из сталефибробетона со специальными свойствами, требования к которым должны быть сформулированы по результатам расчетов прочности, в том числе при наличии в конструкции свай-колонн с оголовками типа «колокол» дефектов.

**СТЕНД ДЛЯ КАЛИБРОВКИ ЭНКОДЕРОВ, ПРИМЕНЯЕМЫХ В
СФЕРЕ ФАЗОХРОНОМЕТРИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ**
*BENCH FOR CALIBRATING ENCODERS APPLIED IN THE
PHASECHRONOMETRIC DIAGNOSTICS SPHERE*

Дудникова Ю.А. – студент, Сырицкий А.Б. – к.т.н., доцент
МГТУ имени Н.Э. Баумана
syritsky@yandex.ru

Abstract. The stand for calibrating encoders applied in the phasechronometric diagnostics sphere are presented. Short describing of phasechronometric method, basic components and operating principles of the phasechronometric system are given. Experimental obtaining of measuring information and its mathematical processing are described. Also data confirming the ability of calibration of encoders by means of this stand and experimental results are obtained in this article.

Key words: phasechronometric method, calibration, encoder, stand.

Аннотация. В работе представлен стенд для калибровки энкодеров, применяемых в сфере фазохронометрической диагностики. Приводится краткое описание фазохронометрического метода, основные компоненты и принцип действия фазохронометрической системы. В работе описывается экспериментальное получение измерительной информации и ее математическая обработка. Также получены данные, подтверждающие возможность калибровки энкодеров при помощи данного стенда, и экспериментальные результаты.

Ключевые слова: фазохронометрический метод, калибровка, энкодер, стенд.

Для того чтобы быть уверенным в корректности получаемых результатов, необходима и очень важна оценка состояния. Благодаря этой оценке можно обеспечить точность измерений в пределах технических характеристик средства измерения. Регулярные проведения оценки состояния, например, калибровки, выполняемой в целях определения действительных значений метрологических характеристик средств измерений, служит для поддержания исправности и производительности прибора.

В статье 11 главы 3 Федерального Закона №102 «Об обеспечении единства измерений» определены формы государственного регулирования в области обеспечения единства измерений, также следует отметить, что в соответствии с гл.1 ст.1 ФЗ №102 регламентированы сферы государственного регулирования обеспечения единства измерений. Сфера государственного регулирования обеспечения единства измерений распространяется на измерения, которые выполняются при деятельности в области здравоохранения, охраны окружающей среды, обеспечения безопасности труда, экономической, налоговой и иной торгово-финансовой деятельности, оценки соответствия и т.д. (подробнее см. [1]).

Выбранное СИ используется в области технологического обеспечения производства. Исходя из этого, в соответствии с выше изложенным, средства измерений, не предназначенные для применения в сфере государственного регулирования обеспечения единства измерений, могут в добровольном порядке подвергаться калибровке [1].

Фазохронометрическая система [2-4], для которой разрабатывается стенд для калибровки, состоит из двух основных модулей: первичный преобразователь (ЛИР-158А) и блок формирования временных интервалов. Данные угловые энкодеры изготавливаются по ГОСТ 26242-90 «Преобразователи перемещений. Общие технические условия», который распространяется на преобразователи перемещений, которые являются средством автоматизации и предназначаются для использования в системах

автоматического регулирования станков и (или) для информационной связи по положению между исполнительными механизмами станка, промышленного робота и устройством числового программного управления, а также в системах автоматического или автоматизированного контроля, регулирования и управления других областей техники [5]. Очевидно, что при выпуске из производства преобразователи несомненно подлежат контролю. Для данных преобразователей разработана методика поверки «Преобразователи угловых перемещений ЛИР-158. Методы и средства поверки», которая предполагает использование уникального и сложного (так как поддержание стабильного числа механических оборотов влечет за собой высокие требования к конструктивным параметрам и параметрам стабильности электрического тока) оборудования (тахогенератор), поэтому комплектная калибровка является технически сложно реализуемой и экономически невыгодной (необходимость снятия системы со станка, транспортировка к месту калибровки), поэтому в данном случае отдается предпочтение поэлементной калибровке [6].

В рамках данной работы при калибровке энкодера следует использовать метод непосредственного сличения. Основой метода служит одновременное измерение одного и того же значения физических величин X аналогичным по роду измеряемой величины поверяемым и образцовым приборами. При поверке данным методом устанавливают требуемое значение X , затем сравнивают показания калибруемого прибора X с показаниями X_0 образцового и определяют разность $D = X - X_0$.

При проведении калибровки была поставлена цель сравнить показания калибруемого энкодера ЛИР-158А 5 класса точности ($\pm 15''$) с показаниями прецизионного энкодера (рабочий эталон), например, ЛИР-1170 2 класса точности ($\pm 1,5''$), представленном на рисунке 1.



Рис. 1. Энкодер ЛИР-1170

Данный способ, во-первых, реализуется с помощью датчика одного производителя (то есть типы сигнала унифицированы), а также для данного энкодера существует утвержденная методика поверки. Для использования в данной схеме калибровки прецизионный энкодер должен быть поверен согласно своей методике поверки. Принципиальная схема предлагаемой методики калибровки представлена на рисунке 2.

К шаговому двигателю 86HS118-6004В14 с двумя выходными валами через муфты присоединяются энкодеры ЛИР-1170 и ЛИР-158А. На шаговый двигатель подается управляющий сигнал с Блока управления и обработки, вал двигателя делает поворот на заданный угол. Измерения проводятся в десяти точках, равномерно распределенных по всему диапазону измерений [6]. Показания обоих энкодеров в каждой точке записываются и обрабатываются Блоком. В качестве Блока может использоваться Блок формирования временных интервалов (с двумя разъемами для энкодеров и двумя каналами для передачи данных) при условии его предварительной калибровки. Обработка результатов проводится согласно ГОСТ 8.207-76 [7] с обязательной проверкой результатов измерений на соответствие нормальному закону распределения.

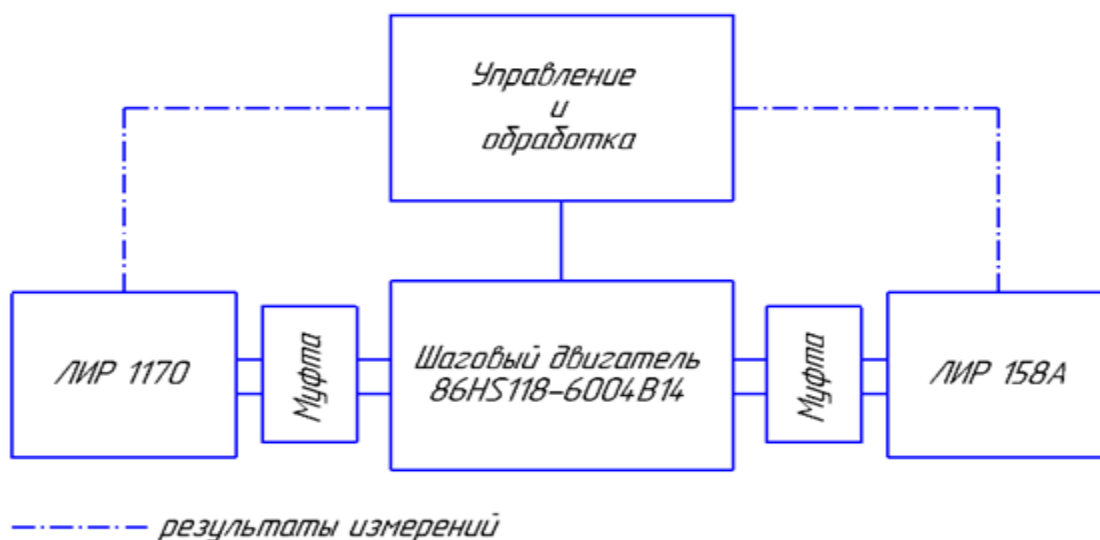


Рис. 2. Схема калибровки энкодера ЛИР-158А

Управляющая программа осуществляет поворот вала шагового двигателя с двумя выходными валами. В данной конструкции используется шаговый двигатель 86HS118-6004B14. Он является одним из самых малогабаритных шаговых двигателей из семейства гибридных, имея при этом достаточно высокий момент на выходном валу. Гибридные двигатели являются более дорогими, чем двигатели с постоянными магнитами, зато они обеспечивают меньшую величину шага, больший момент и большую скорость.

На основе выше сказанного, был разработан стенд, благодаря которому производится калибровка ЛИР-158А, с учетом всех метрологических характеристик и погрешностей.

Литература

1. Федеральный закон N 102-ФЗ (ред. от 13.07.2015). Об обеспечении единства измерений. Утв. 26.06.2008. 19с.
2. Сырицкий А.Б. Измерение износа режущего инструмента фазохронометрическим методом в процессе обработки // Измерительная техника. 2016. №6. С.30 – 32.
3. Сырицкий А.Б., Болдасов Д.Д. Фазохронометрическая система мониторинга износа режущего инструмента // Металлообработка. 2015. №5. С. 2 – 10.
4. Болдасов Д.Д., Лазарев Н.Ю., Сырицкий А.Б. Измерительный блок фазохронометрической системы мониторинга процесса токарной обработки// Приборы, №10, 2015. С.6 – 9.
5. ГОСТ 26242-90 Системы числового программного управления. Преобразователи перемещений. Общие технические условия. Введ. 1991-01-01. М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1991. 14 с.
6. МП 2511/0010-15. Методика поверки. Преобразователи угла поворота измерительные KINAX WT 717-12190E0020M00. Утв. 2015-10-28. 5 с.
7. ГОСТ 8.207-76 Государственная система обеспечения единства измерений (ГСИ). Прямые измерения с многократными наблюдениями. Методы обработки результатов наблюдений. Основные положения. Введ 1977-01-01. М.: Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР, 1977. 8 с.

**АНАЛИЗ ВЕСОВОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ СУДОВОГО
УГЛЕПЛАСТИКОВОГО ВАЛА, ИЗГОТАВЛИВАЕМОГО НАМОТКОЙ
ЛЕНТЫ С РАЗЛИЧНЫМИ УГЛАМИ УКЛАДКИ В СЛОЯХ**
CARBON SHIP SHAFTS WEIGHT EFFICIENCY ANALYSIS

Дураджи В.Ю. – аспирант
МГТУ им. Н. Э. Баумана
varp.1@mail.com

Abstract. The task of finding the optimal winding parameters of the composite intermediate shaft of a ship is formulated and an algorithm for its solution is considered. A method for evaluating the mechanical characteristics of the shaft using the layered method is proposed. Analysis of the weight efficiency of the various angles shaft in the winding program is carried out.

Key words: composite shaft, optimal winding, marine shaft, optimal design.

Аннотация. Сформулирована задача поиска оптимальных параметров намотки композитного промежуточного вала судового валопровода и рассмотрен алгоритм ее решения. Предложен метод оценки механических характеристик вала с использованием послойного метода. Проведен анализ достигаемой весовой эффективности вала при использовании различных значений углов в программе намотки.

Ключевые слова: композитный вал, спирально-перекрестная намотка, оптимальное проектирование конструкций из ПКМ.

Введение

Металлические валопроводы имеют ряд неустранимых недостатков: большой вес, высокий уровень шума при работе, подверженность коррозии, сложность монтажа. Альтернативой является применение композитных материалов для производства элементов валопровода. В мировой практике существует положительный опыт создания композитных промежуточных валов, об этом свидетельствуют каталоги продукции фирм CENTA, VULKAN. В настоящее время формируется интерес к этой проблеме в нашей стране.

При выполнении данной работы автор в большой мере использовал предложения А.Н. Полилова [1] по оптимальному проектированию композитных карданных валов.

Постановка задачи

Проектируемый промежуточный вал должен передавать максимальный крутящий момент M_{\max} , заданный с учетом коэффициента запаса, при рабочей скорости вращения ω . По условиям монтажа рассматриваемый участок валопровода не воспринимает продольную силу. Согласно техническим требованиям длина вала L считается заданной, его наружный диаметр не может превышать значения D . Низшая собственная частота p_1 изгибных колебаний вала должна быть отстроена от рабочей частоты вращения. Вводится коэффициент отстройки первой собственной частоты $k = p_1/\omega$, значение которого должно быть не меньше заданной величины k_{\min} .

Для создания композитного вала используется технология спирально-перекрестной намотки. При намотке пары последовательных монослоев с углами армирования $\pm\alpha$ образуют ортотропную структуру. При проектировании за слой принимается ортотропная пара. Существуют варианты вала с намоткой слоями одного угла и с использованием определенной последовательности нескольких углов намотки. Проект вала задается параметрами намотки, зависящими от количества N различных углов армирования:

$\alpha = [\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_N]$ - углы намотки.

$n = [n_1, n_2, \dots, n_N]$ - количество пар слоев соответствующих семейств.

Для достижения явного преимущества в весе над металлическим аналогом, эквивалентным по предельному моменту, и для уменьшения технологических рисков ставится задача определения параметров намотки, обеспечивающих наименьший вес композитного вала.

Определение оптимальных параметров намотки

В качестве функции цели выбирается обезразмеренная масса валопровода

$$f(n) = W/W_0 \quad (1)$$

где W_0 – масса вала, гипотетически полностью заполненного композитным материалом.

Учет предъявляемых требований осуществляется добавлением к функции цели слагаемых в виде функций штрафа. Для решения данной задачи использовался вид функций штрафа, предложенный в работе [2]. Модифицированная функция цели для ограничений по предельному моменту $M_{limit} > M_{max}$ и отстройке $k > k_{min}$ имеет вид (2).

$$f_1(\alpha, n) = f(n) + R_1 * G_1(\alpha, n) + R_2 * G_2(\alpha, n) \quad (2)$$

$$G_i(\alpha, n) = \begin{cases} 1/g_i(\alpha, n), & \text{если } g_i(\alpha, n) \geq \varepsilon \\ \frac{2\varepsilon - g_i(\alpha, n)}{\varepsilon^2}, & \text{если } g_i(\alpha, n) < \varepsilon \end{cases} \quad (3)$$

где
$$g_1(\alpha, n) = \frac{M_{limit} - M_{max}}{M_{max}}, g_2(\alpha, n) = \frac{k - k_{min}}{k_{min}}$$

Параметры штрафа R_i , ε определялись подбором так, чтобы добиться минимального разброса решений при сохранении надежности алгоритма. Для решения задачи поиска безусловного минимума функции цели применялся пакет MATLAB, а именно соответствующий инструментарий Optimization Toolbox.

Оценка механических характеристик

Функции штрафа требуют определение механических характеристики вала. Композитный вал, изготовленный намоткой, имеет структуру близкую к слоистой. Для расчета применимы послойные методы (т.н. теория ламинатов). Наиболее достоверными являются характеристики жесткости, полученные экспериментально на образцах, приближенных к реальной структуре вала, то есть на толстостенных трубках. Однако при наличии только механических характеристик монослоя, оправдана оценка по теории ламинатов.

При проектировании использовались следующие характеристики: технические жесткости однонаправленного материала – $E_1, E_2, G_{12}, \nu_{12}$, характеристики прочности – $\sigma_{1t}/\sigma_{1c}, \sigma_{2t}/\sigma_{2c}, \tau_{12}$ (1 – вдоль волокна, 2 – поперек, t – растяжение, c – сжатие).

Для композитного вала, как для балки, выделяются жесткости, например, $K_{кр}$ – крутильная жесткость, $K_{изг}$ – изгибная и т.д. Зная программу намотки можно оценить эти величины. Для этого сначала определяются технические постоянные для каждой ортотропной пары слоев в системе координат вала (x – вдоль оси вала, y – окружная координата) (см. [3]).

$$E_1^i, E_2^i, G_{12}^i, \nu_{12}^i \rightarrow E_x^i, E_y^i, G_{xy}^i, \nu_{xy}^i \quad (4)$$

Далее вычисляется соответствующая жесткость вала (интегральная жесткость, пример – крутильная):

$$K_{кр} = GJ_p = \frac{M_{кр}}{\theta} = \sum_{i=1}^n G_{xy}^i \cdot J_p^i \quad (5)$$

Для толстостенного вала потеря несущей способности происходит в основном из-за разрушения материала валопровода под действием крутящего момента. Разрушение происходит, когда касательные напряжения достигают предельных значений.

$$M_{str} = \min_i \left(\frac{\tau_{xy}^{limit}(\varphi)}{\tau_{xy}^i} \cdot M^1 \right) \quad (6)$$

где $\tau_{xy}^{limit}(\varphi)$ – предельное касательное напряжение для материала, τ_{xy}^i – напряжение в i -м слое от единичного момента $M^1=1$ Нм.

Предельная характеристика оценивалась по критерию Хоффмана [4]. Принятая гипотеза прямых радиусов при закручивании гарантирует линейное распределение деформаций, при кручении в монослое возникает лишь сдвиговая деформация γ_{xy} . Фигурирующие в критерии Хоффмана компоненты напряжений в осях монослоя ($\sigma_1, \sigma_2, \tau_{12}$) записываются через γ_{xy} и в итоге критерий сводится к следующему квадратному уравнению:

$$a(\gamma_{xy}^{str})^2 + b\gamma_{xy}^{str} - 1 = 0 \quad (7)$$

Предельные напряжения монослоя:

$$\tau_{xy}^{str}(\varphi) = G_{xy}(\varphi) \cdot \gamma_{xy}^{str}(\varphi) \quad (8)$$

Прочность пары слоев определяется минимальным значением предельных напряжений для парных монослоев.

$$\tau_{xy}^{str}(\pm\varphi) = \min(\tau_{xy}^{str}(\varphi), \tau_{xy}^{str}(-\varphi)) \quad (9)$$

При высокой удельной прочности проект вала, удовлетворяющий только требованию прочности, имеет возможность оказаться тонкостенным. Тонкий полый вал может потерять устойчивость как оболочка. Необходимо оценить критическую нагрузку. Для длинных валов такая оценка возможна по следующему приближенному выражению [5],

$$M_{buckl} = 0.272 \cdot (2\pi r^2 t) (E_x E_y^3)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{t}{r} \right)^{\frac{3}{2}} \quad (10)$$

где $r = (D + d)/2$, $t = (D - d)/2$.

В совокупности предельный момент:

$$M_{limit} = \min(M_{str}, M_{buckl}) \quad (11)$$

Первая собственная частота изгибных колебаний балки, оцененная по методу Релея–Ритца, требуемая для определения отстройки:

$$p_1 = \frac{\alpha^2 \pi^2}{L^2} \sqrt{\frac{K_{изг}}{\rho A}} \quad (12)$$

где ρ – плотность, A – площадь сечения, α – коэффициент, учитывающий вид закрепления балки (для шарнирно опертой балки $\alpha=1$).

Результаты численного примера

Расчет оптимальных параметров намотки проводился для трех типов конструкции, различающихся числом углов армирования $N=1,2,3$.

Исходные данные расчета:

$D=450$ мм, $t=0.5$ мм - толщина пары слоев, $L=5$ м - длина вала.

Технические постоянные упругости и прочности углепластика, взятые из монографии [4]: $E_1=207$ ГПа, $E_2=5$ ГПа, $G_{12}=2.6$ ГПа, $\nu_{12}=0.25$; $\sigma_{1t}=1035$ МПа, $\sigma_{1c}=-689$ МПа, $\sigma_{2t}=41$ МПа, $\sigma_{2c}=-117$ МПа, $\tau_{12}=69$ МПа.

$\rho=1500$ кг/м³ – характерная плотность углепластика.

Требования:

$M_{max} = 1000$ кН*м; $k_{min} = 10$ (для $\omega=320$ об/мин).

Табл. 1. Результаты проектирования вала

	N=1 ₀	N=2 ₀	N=3 ₀	N=1 ₁	N=2 ₁	N=3 ₁
Минимальный вес вала	144	144	144	231	160	160
Углы намотки	28	[29,27]	[42,37,9]	16	[24,66]	[27,64,65]
Число слоев	28	[14,14]	[8,14,4]	46	[22,9]	[10,16,5]

Индекс «0» - обозначает вариант найденный без учета возможности потери устойчивости при кручении, а «1», соответственно, с возможностью потери устойчивости.

Анализ эффективности различных вариантов

Для анализа эффективности использования вала, наматываемого N углами армирования, были проведены решения оптимизационных задач для валов с различными требованиями по прочности.

Под эффективностью понималось на сколько процентов вес вала, намотанного слоями с разными углами, меньше веса вала с одним углом намотки. Сравнивались валы эквивалентные по установленным требованиям. Результаты представлены на рис. 1.

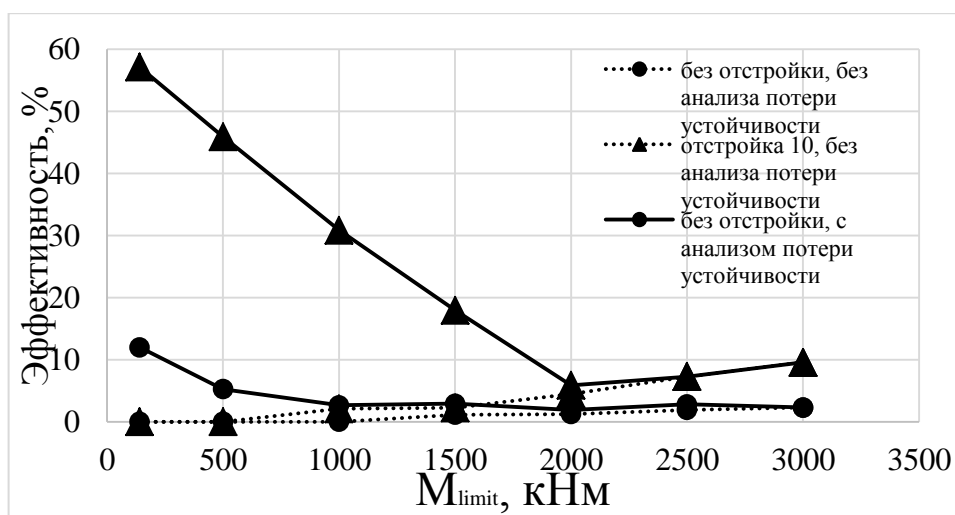


Рис. 1. Эффективность в зависимости от требований

Наибольшая эффективность использования представляется, когда накладываемые требования приводят к вариантам конструкции, противоречащим друг другу. Как пример, для повышения устойчивости при кручении необходимо повышать кольцевую жесткость E_y , следовательно, угол намотки должен сдвигаться к значению 90° , а для удовлетворения требованию по отстройке собственной частоты наоборот необходимо наматывать слоями с углами близкими к 0° . Вал одного угла намотки не способен оптимально удовлетворить оба требования. Именно для тонких валов возникает противоречие, поэтому намотка разными углами имеет смысл. При более высоких требованиях по передаваемому моменту проектируемый вал становится толстостенным, для которого потеря устойчивости при кручении невозможна, поэтому допустимо использование вала одного угла намотки.

Литература

1. А.Н.Полилов. «Экспериментальная механика композитов»: учеб. пособие – Москва : Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015 – 375с.
2. Cassis J.A., Schmit L.A. On the implementation of the extended interior penalty function// Intern. J. Numerical Methods in Engng. 1976, vol. 10, p. 3-23.
3. Расчет многослойных пластин и оболочек их композиционных материалов/Алфутов Н.А., Зиновьев П.А., Попов Б.Г. – М.Машиностроение, 1984.-264с., ил.-[Б-ка расчетчика Ред.кол.: Н.Н.Малинин (пред.) и др.].
4. Jones, Robert M. (Robert Millard). «Mechanics of composite materials» / Robert M. Jones ---2nd ed, Taylor & Francis, 1999.
5. Thimmegowda Rangaswamy, Sabapathy Vijayarangan. «Optimal Sizing and Stacking Sequence of Composite Drive Shafts», Materials science (medžiagotyra). Vol. 11, No. 2. 2005.

**ОЦЕНКА ВЫСОКОГРАДИЕНТНЫХ КОМПОНЕНТ ОСТАТОЧНЫХ
НАПРЯЖЕНИЙ ПО ДАННЫМ МЕТОДА СВЕРЛЕНИЯ
ЗОНДИРУЮЩИХ ОТВЕРСТИЙ¹**

*DETERMINATION OF HIGH-GRADIENT COMPONENTS OF RESIDUAL
STRESS BY DATA OF PROBE HOLE DRILLING METHOD*

Каракозов¹ Е.В. – магистрант,

Одинцев^{1,2} И.Н. – к.т.н., доцент, в.н.с., **Плотников³ А.С.** – ст. преподаватель,

Плугатарь² Т.П. – м.н.с.

¹Московский политехнический университет

²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

³НИЯУ МИФИ

e-mail: ino54@mail.ru

Abstract. The article discusses a modified method for the determination of residual stress in a deformable solid. The general approach is based on a combination of probe hole drilling and speckle pattern interferometry as a tool for deformation response registration. A feature of the proposed experimental calculation procedure is that it directly takes into account possible high stress gradients at the stage of formulation of theoretically model. The applicability of this technique is illustrated by the example of the residual stresses components measuring in a pipe weld zone.

Key words: residual stress, probe hole drilling, deformation response, speckle pattern interferometry, stress components gradient, experiments data processing, special influence functions.

Аннотация. В статье рассматривается расширенный вариант метода определения остаточных напряжений в деформируемом твердом теле. Общий подход основан на сочетании сверления зондирующего отверстия и спекл-интерферометрии в качестве инструмента для регистрации деформационного отклика. Особенность предлагаемой экспериментально-расчетной процедуры заключается в непосредственном учете возможных высоких градиентов напряжений на этапе построения теоретически модели. Применение данной методики иллюстрируется на примере измерения компонент остаточных напряжений в зоне сварного соединения труб.

Ключевые слова: остаточные напряжения, сверление зондирующих отверстий, деформационный отклик, спекл-интерферометрия, градиент напряжений, обработка экспериментальных данных, функции влияния.

Известно, что наличие в элементах конструкций остаточных (начальных) напряжений (ОН) может оказывать существенное воздействие на их фактические прочностные характеристики [1, 2]. В большинстве случаев достоверное определение уровней и пространственных распределений ОН осуществляется путем экспериментальных исследований. Наиболее широко применяемым на практике инструментом для этого является метод сверления зондирующих отверстий [1, 3, 4]. Компоненты ОН в точках засверловки рассчитываются по деформационным откликам нагруженного материала с использованием заранее установленных функций влияния от единичных значений параметров напряженного состояния. При этом традиционная для метода отверстий механическая модель постулирует наличие в зоне сверления однородного поля ОН. Отметим, что такой подход является единственно возможным, если параметры отклика (в виде трех плоскостных компонент деформаций) измеряются с помощью малобазной розетки тензорезисторов [3].

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-08-00572

Современным эффективным средством регистрации деформационного отклика в зоне отверстий-индикаторов является бесконтактный оптический метод электронной (цифровой) спекл-интерферометрии (ЭЦИ) [4 – 8]. С его помощью визуализируются (в виде картин полос) и оцифровываются поля отдельных компонент вектора перемещений на поверхности деформируемого объекта с высокой точностью (с порогом чувствительности $\sim 0,1$ мкм и менее). В качестве иллюстрации на рис.1 демонстрируются пары типичных спекл-интерферограмм, полученных с использованием частных интерферометров и отражающих поля взаимно ортогональных тангенциальных перемещений u и v в зоне засверловки отверстий. Первичная обработка подобных картин заключается в получении массивов экспериментальных значений перемещений $(u_{\text{эксп}})_i, i = 1, \dots, m_1$ и $(v_{\text{эксп}})_j, j = 1, \dots, m_2$ для множеств точек, лежащих на темных полосах интерферограмм (см. рис.1а). Напомним [4], что значения перемещений пропорциональны порядкам полос на интерферограммах с коэффициентом чувствительности $K = \lambda k_{\text{опт}}$, где λ – длина волны используемого когерентного лазерного излучения, а параметр $k_{\text{опт}}$ зависит от конкретной реализации оптической схемы частного интерферометра.

Для расширенной интерпретации получаемой информации в приближении однородного напряженного состояния материала составляется и решается система $n = m_1 + m_2$ линейных уравнений относительно искомым компонент ОН [7]. Коэффициентами при неизвестных служат комбинации значений расчетных функций влияния $f(r, \varphi)$ и $g(r, \varphi)$, представляющих собой распределения тангенциальных компонент перемещений, соответственно, u и v , обусловленных созданием отверстия в теле с однородным полем растягивающих напряжений $\sigma_x = \sigma_0$. (Заметим, что координаты точек съема информации здесь задаются в полярной системе с началом в центре отверстия, а компоненты вектора перемещений – в согласованной с ней декартовой).

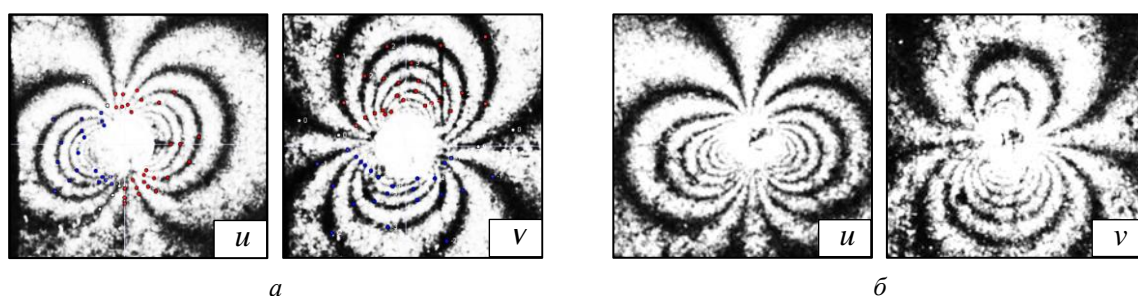


Рис. 1. Типичные спекл-интерферограммы полей перемещений в окрестности отверстия-индикатора в случаях квазиоднородного (а) и высокоградиентного (б) локального поля остаточных напряжений

Конкретное представление функций f и g устанавливается путем предварительного решения модельных задач. В предположении упругого характера деформационного отклика данные функции вычисляются как разности полей соответствующих компонент перемещений, отвечающих двум состояниям объекта – после засверловки отверстия и в его исходном виде. В случае тонкостенных конструкций, при исследовании которых выполняется сквозная засверловка, деформированное состояние в теле с отверстием определяется из решения известной задачи Кирша. Для массивных объектов и глухих зондирующих отверстий требуемые данные получаются с помощью метода конечных элементов. Применение такого подхода, например, к паре спекл-интерферограмм, приведенным на рис.1а, дало следующие результаты для компонент напряжений: $\sigma_x = 325$ МПа, $\sigma_y = 310$ МПа, $\tau_{xy} = 25$ МПа.

Большой объем первичной экспериментальной информации способствует повышению надежности и точности итоговых результатов. Вместе с тем, очевидно, что степень адекватности интерпретационной модели, основанной на предположении квазиоднородности напряженного состояния, заметно снижается с ростом градиентов полей реальных компонент ОН, когда изменения напряжений в теле даже на базе

малоразмерного отверстия-индикатора начинают оказывать ощутимое влияние на форму деформационного отклика. Подобные ситуации возникают, например, при исследованиях зон вблизи соединительных швов в сварных трубных конструкциях, рис.1б. Заметим, что при использовании в экспериментах тензометрического метода формально получаемый усредненный результат будет зависеть от ориентации элементов розетки по отношению к направлениям градиентов компонент ОН, которые заранее неизвестны. Благодаря квазиконтинуальному формату перемещений, регистрируемых методом ЭЦСИ, появляется возможность построения более полной интерпретационной модели с расширенным составом влияющих факторов.

Рассмотрим частный случай высокоградиентного поля ОН в двумерной постановке задачи, когда существенных и требующих учета значений достигают частные производные $\partial\sigma_x/\partial x$ и $\partial\sigma_y/\partial y$. Для включения данных факторов в общую модель должны быть получены дополнительные функции влияния p и q , представляющие собой поля перемещений, соответственно, u и v , возникающие после засверловки отверстия-индикатора в теле с линейным распределением компоненты напряжений $\sigma_x = G_0x$ ($G_0 = const$). Как и ранее, данные функции определялись по разности двух состояний тела – со сквозным отверстием и сплошного. Решения задачи выполнялось методом конечных элементов с использованием программного комплекса ANSYS. Предлагаемая расчетная схема нагружения некоторой представительной квадратной в плане модельной области представлена на рис. 2. Размер области составлял $100 \times 100 \text{ мм}^2$, диаметр отверстия – 2мм. За базовые значения распределенных нагрузок принимались $S = -T = 100 \text{ МПа}$, что соответствовало значению производной $\partial\sigma_x/\partial x$ в центре (в условной точке засверловки) $G_0 = 3,2 \text{ МПа} \cdot \text{мм}^{-1}$. На рис. 2 показаны также итоговые результаты для искомым функций влияния p и q в виде полихроматических картин и имитаций полос на интерферограммах (как линий уровня полей перемещений).

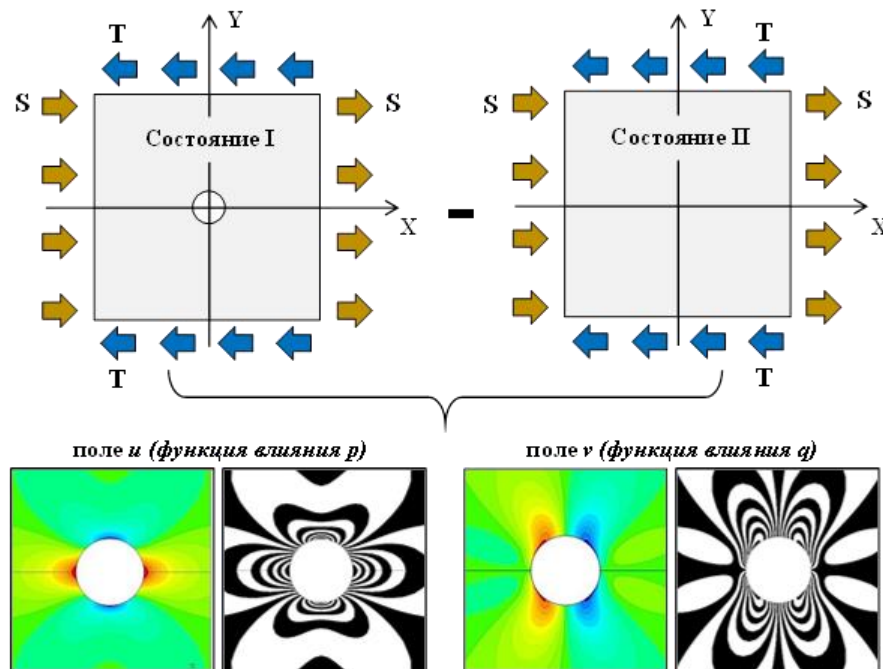


Рис. 2. Расчет функций влияния линейного поля напряжений $\sigma_x = G_0x$

Положим для упрощения, что оси чувствительности частных интерферометров Ox и Oy априори совпадают с главными осями локального напряженного состояния материала. (Иными словами, примем $\tau_{xy} \equiv 0$.) В этом случае разрешающая система $n = m_1 + m_2$ уравнений приобретает вид:

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_0} f(r_i, \varphi_i) + \frac{\sigma_y}{\sigma_0} g\left(r_i, \varphi_i - \frac{\pi}{2}\right) + \frac{\partial \sigma_x / \partial x}{G_0} p(r_i, \varphi_i) + \frac{\partial \sigma_y / \partial y}{G_0} q\left(r_i, \varphi_i - \frac{\pi}{2}\right) + u_R = u_{\text{эксп}}(r_i, \varphi_i), \quad i = 1, \dots, m_1,$$

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_0} g(r_j, \varphi_j) + \frac{\sigma_y}{\sigma_0} f\left(r_j, \varphi_j - \frac{\pi}{2}\right) + \frac{\partial \sigma_x / \partial x}{G_0} q(r_j, \varphi_j) + \frac{\partial \sigma_y / \partial y}{G_0} p\left(r_j, \varphi_j - \frac{\pi}{2}\right) + v_R = v_{\text{эксп}}(r_j, \varphi_j), \quad j = 1, \dots, m_2.$$

Дополнительные неизвестные $u_R = \text{const}$ и $v_R = \text{const}$ введены для учета возможного неконтролируемого жесткого смещения исследуемого объекта относительно измерительной системы. Отметим, что общее число экспериментальных точек n , а следовательно число уравнений, как правило, выбирается заметно превышающим необходимый минимум. В этом случае решение системы ищется по методу наименьших квадратов, что, очевидно, снижает влияние экспериментальных погрешностей. С помощью описанной процедуры были обработаны, в частности, интерферограммы, показанные на рис.1б. В результате получены следующие оценки параметров напряженного состояния в точке засверловки: $\sigma_x = 250$ МПа, $\sigma_y = 210$ МПа, $\partial \sigma_x / \partial x \approx 0$, $\partial \sigma_y / \partial y \sim -70$ МПа \cdot мм $^{-1}$.

В общем случае может потребоваться дополнить модель и другими составляющими градиентов компонент тензора напряжений. Вместе с тем, необходимо отметить, что включение в рассмотрение чрезмерно большого числа факторов будет снижать точность выполняемых оценок. Путем численных экспериментов (с заданием характерных значений погрешности измерения перемещений) может быть произведена статистическая оценка пороговых уровней компонент градиентов ОН, при которых необходимо их учитывать. Это позволит уже по начальному качественно-количественному анализу интерферограмм определять число действительно необходимых членов интерпретационной модели.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-08-00572

Литература

1. Биргер И.А. Остаточные напряжения. М.: Машгиз, 1963. 233 с.
2. Колмогоров Г.Л., Кузнецова Е.В., Тиунов В.В.. Технологические остаточные напряжения и их влияние на долговечность и надежность металлоизделий. Пермь: Изд. ПНИПУ, 2012. 226 с.
3. Экспериментальная механика. Т.2. / Под ред. А. Кобаяси. М.: Мир, 1990. 552 с.
4. Разумовский И.А. Интерференционно-оптические методы механики деформируемого твердого тела. М.: Изд. МГТУ. 2007. 240 с.
5. Nelson D.V. Residual stress determination by hole drilling combined with optical methods // Experimental mechanics. 2010. V.50. №2. P.145-158.
6. Антонов А.А., Стеклов О.И., Антонов (мл.) А.А., Сидорин Ю.В. Исследование технологических остаточных напряжений в сварных соединениях магистральных трубопроводов // Заготовительные производства в машиностроении. 2010. №3. С.13-19.
7. Махутов Н.А., Гаденин М.М., Одинцев И.Н., Разумовский И.А. Развитие методов расчетного и экспериментального определения локальных остаточных напряжений при сложных спектрах нагружения // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2015. № 6. С.53-62.
8. Schajer G.S., Whitehead P.S. Hole-Drilling Method for Measuring Residual Stresses. Morgan & Claypool Publishers, 2018. 186 p.

**ВЛИЯНИЕ ПЛАНАРНОГО МЕЗОДЕФЕКТА СДВИГОВОГО ТИПА
НА ЗАРОЖДЕНИЕ ДИСЛОКАЦИОННОЙ ТРЕЩИНЫ
ВБЛИЗИ ДИСКЛИНАЦИИ¹**

**INFLUENCE OF A PLANAR MESODEFECT OF A SHEAR TYPE ON THE
ORIGIN OF A DISLOCATION CRACK NEAR A DISCLINATION.**

Кириков С.В. – младший научный сотрудник, **Перевезенцев В.Н.** – д.ф.-м.н.,
руководитель научного направления.

ИПМ РАН

ksv.kirikov@yandex.ru

Abstract. A comparison is made of the conditions for the formation of a dislocation crack in the field of tension relations, from an individual disclination dipole and from a combined mesodefect (planar mesodefect and disclination dipole). It is shown that in the case of the nucleation of a dislocation crack on a single diplinon of disclinations, high energy costs are required associated with the nucleation and exploration of superdislocations. It has been established that the presence of a planar mesodefect is a facilitating process of nucleation of a dislocation crack.

Key words: computer modeling, plastic deformation, mesodefects.

Аннотация. Проведено сравнение условий образования дислокационной трещины в поле упругих напряжений, от отдельного дисклинационного диполя и от комбинированного мезодефекта (планарного мезодефекта и дисклинационного диполя). Показано, что в случае зарождения дислокационной трещины на одиночном диполе дисклинаций требуются высокие энергетические затраты, связанные с зарождением и разведением супердислокаций на которых образуется трещина. Установлено, что присутствие планарного мезодефекта существенно облегчает процесс зарождения дислокационной трещины.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, пластическая деформация, мезодефекты.

Введение

Известно, что при пластической деформации поликристаллических твёрдых тел на границах и в стыках зерен, накапливаются мезодефекты ротационно-сдвигового типа [1,2]. Эти мезодефекты создают мощные упругие поля напряжений [3,4], которые в случае отсутствия или исчерпания механизма релаксации за счет аккомодационной пластической деформации приводят к разрушению материала. Описание процесса образования трещин в структуре, в которой присутствует большое количество мезодефектов, в настоящее время представляет собой сложную до конца не решенную задачу. В известных теоретических работах по этой теме авторы связывают причины разрушения материала с появлением в стыках границ зерен дисклинаций деформационного происхождения [5], мощность и упругие поля которых, увеличиваясь по мере деформации, создают предпосылки для зарождения микротрещин. На сегодняшний момент имеется большое количество работ, посвященных вопросу зарождения и роста трещин в поле одиночных дисклинаций и дисклинационных диполей [6-9]. Важно отметить, что в процессе пластической деформации одновременно с процессом образования стыковых дисклинаций, представляющих собой линейные мезодефекты ротационного типа [10], на границах зёрен и деформационных фасетках формируются и планарные мезодефекты сдвигового типа [11]. Поэтому представляет интерес проанализировать условия зарождения микротрещины на комбинированном мезодефекте ротационно-сдвигового типа.

¹Работа поддержана РФФИ, проект №18-33-00195 мол_а

В данной работе рассмотрены условия зарождения дислокационной трещины Зинера в суммарном поле напряжений от дисклинационного диполя и планарного мезодефекта, а также роль планарного мезодефекта в этом процессе.

Описание модели и формулировка базовой системы уравнений. Зарождение дислокационной трещины в упругом поле одиночной дисклинации или диполя дисклинаций в отсутствие внешнего напряжения энергетически невыгодно. В самом деле, дислокационная трещина формируется на супердислокации, которая в исходном состоянии такой системы отсутствует. Следовательно, для того чтобы зародить трещину Зинера вблизи дисклинации необходимо создать не одну супердислокацию, а пару таких дислокаций противоположного знака. Одна из них должна располагаться непосредственно в трещине, а другая в ее окрестности. При этом помимо работы упругих напряжений дисклинации по раскрытию трещины необходимо затратить дополнительную энергию, связанную с собственной энергией этих дислокаций и работой полей напряжений по их разведению. Эти энергетические затраты могут быть скомпенсированы только работой внешних сдвиговых напряжений. В отличие от этого, в случае комбинированного мезодефекта, необходимая для появления трещины Зинера супердислокация b_T создаётся за счёт пластического сдвига в плоскости фасетки, осуществляемого путём движения дислокаций планарного мезодефекта. Это обстоятельство существенно облегчает условия возникновения трещины.

В рамках классической дислокационной теории Зинера-Стро для зарождения дислокационной трещины требуется слияние двух дислокаций с суммарным вектором Бюргерса b_T [3]. Проанализируем условия образования такой трещины в поле упругих напряжений расположенного на фасетке границы зерна комбинированного мезодефекта, состоящего из диполя клиновых дисклинаций мощности ω_{dp} с плечом $2a$, и планарного мезодефекта, представляющего собой континуально распределённые вдоль фасетки скользящие краевые дислокации с плотностью вектора Бюргерса ω_{pl} (рис. 1). Очевидно, что зарождение трещины наиболее энергетически выгодно вблизи дисклинации, создающей растягивающие поля напряжений. Далее рассматривается случай зарождения трещины с вектором Бюргерса b_T , примыкающей к отрицательной дисклинации диполя и ориентированной перпендикулярно плоскости фасетки. Предполагается, что необходимая для её появления супердислокация b_T создается за счёт пластического сдвига вдоль плоскости фасетки, осуществляемого путём скольжения дислокаций планарного мезодефекта.

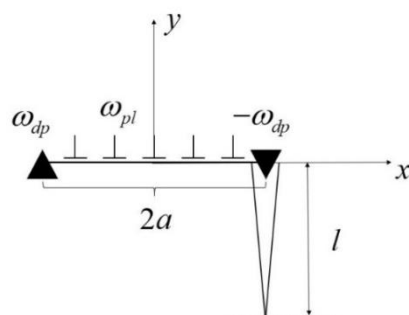


Рис.1 Схематическое представление трещины Зинера, возникающей вблизи фасетки, содержащей двухосный диполь клиновых дисклинаций и планарный мезодефект.

Рассмотрим для этого случая условия выполнения энергетического критерия зарождения трещины: $\Delta E = E_2 - E_1 < 0$, где E_1 — энергия системы без трещины, E_2 — энергия системы с трещиной. Энергию исходного состояния E_1 запишем в виде:

$$E_1 = E_{pl}^1 + E_{dp}$$

где: E_{pl}^1 – упругая энергия планарного мезодефекта, E_{dp} – упругая энергия дисклинационного диполя:

$$E_{pl}^1 = D\omega_{pl}^2 a^2 \left(2 \log \left[\frac{R_a}{2a} \right] + 3 \right), \quad E_{dp} = D\omega_{dp}^2 a^2 \left(2 \log \left[\frac{R_a}{2a} \right] + 1 \right),$$

R_a – радиус экранирования упругого поля; ω_{pl}, ω_{dp} – мощности планарного мезодефекта и дисклинационного диполя, соответственно, $2a$ – длина плеча диполя, $D = G/2\pi(1-\nu)$, где G – модуль сдвига, ν – коэффициент Пуассона.

Выражение для энергии системы после возникновения трещины запишем в виде:

$$E_2 = E_{cr} + E_{pl}^2 + E_{dp} + E_{surf} + E_{int}^2,$$

где: E_{cr} – упругая энергия трещины Зинера [8]:

$$E_{cr} = \frac{D}{2} b_T^2 \log \left[\frac{2R_a}{l} \right],$$

(l – длина трещины); E_{pl}^2 – энергия планарного мезодефекта после образования дислокационной трещины:

$$E_{pl}^2 = D \left(\omega_{pl} - \frac{b_T}{2a} \right)^2 a^2 \left(2 \log \left[\frac{R_a}{2a} \right] + 3 \right)$$

(при записи этого выражения, учтено то обстоятельство, что после схождения дислокаций планарного мезодефекта с суммарным вектором Бюргерса b_T в трещину его мощность уменьшилась на величину $b_T/2a$);

E_{surf} – энергия свободной поверхности трещины: $E_{surf} = 2\gamma l$,

γ – удельная энергия свободной поверхности; E_{int}^2 – энергия взаимодействия комбинированного мезодефекта с трещиной:

$$E_{int}^2 = 2Da \left(\omega_{pl} - \frac{b_T}{2a} \right) b_T \left(\log \left[\frac{R_a}{2a} \right] + 1 \right) - \int_{-l}^{R_a} (\sigma_{dp} + \sigma_{pl}) \Delta u_{cr} dy,$$

где первое слагаемое представляет собой энергию взаимодействия супердислокации b_T с планарным мезодефектом мощности $\omega_{pl} - b_T/2a$ (в рассматриваемом случае энергия взаимодействия супердислокации с дисклинационным диполем равна нулю), а второе слагаемое – работа упругих напряжений планарного мезодефекта σ_{pl} [12] и диполя дисклинаций σ_{dp} [13] по раскрытию трещины Δu_{cr} [9].

При дальнейших расчетах величины разностной энергии ΔE использовались следующие значения параметров:

$$\gamma = Gb/8, \quad G = 45 \text{ ГПа}, \quad \nu = 0.3, \quad R_a = 10 \text{ мкм}, \quad b = 3 \cdot 10^{-4} \text{ мкм}.$$

Результаты расчетов и их анализ. Рассмотрим условия выполнения энергетического критерия для появления зародышевой трещины Зинера с вектором Бюргерса $b_T = 2b$. Как показывает численный анализ, при заданной мощности дисклинационного диполя ω_{dp} существует область значений мощности планарного мезодефекта ω_{pl} и длины фасетки $2a$, в которой зарождение такой трещины может происходить безактивационно. На рисунке 2а показана нулевая изолиния разностной энергии $\Delta E(a, \omega_{pl})$ при величине мощности диполя $\omega_{dp} = 0.02$. Выше этой изолинии трещина зарождается безактивационно, ниже – для зарождения трещины требуется дополнительная энергия.

Равновесную длину трещины l_{2b}^* для конкретных значений параметров a и ω_{pl} из области безактивационного зарождения трещины можно определить как длину трещины,

соответствующую минимуму функции $\Delta E(l)$. В качестве иллюстрации на рисунке 2б. представлена эта зависимость при значениях параметров: $b_T = 2b$
 $\omega_{dp} = 0.02, \omega_{pl} = 0.006, a = 0.5$ мкм.

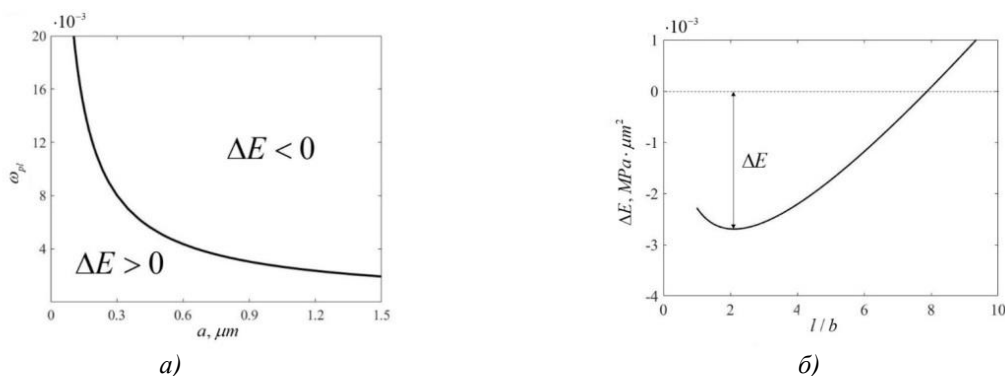


Рис. 2. Результаты моделирования: а) нулевая изолиния разностной энергии ΔE в конфигурационном пространстве (a, ω_{pl}) для зародышевой трещины $b_T = 2b$ ($\omega_{dp} = 0.02$);

б) Зависимость разностной энергии ΔE от длины трещины при $b_T = 2b$ $\omega_{dp} = 0.02, \omega_{pl} = 0.006, a = 0.5$ мкм

Работа поддержана РФФИ, проект №18-33-00195 мол_a

Литература

1. Рыбин В.В. Большие пластические деформации и разрушение металлов. М.: Металлургия, 1986. 224 с.
2. Золоторевский Н.Ю., Рыбин В.В. Фрагментация и текстуробразование при деформации металлических материалов. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2014. 208 с.
3. Stroh A. N. Proceedings of the Royal Society Mathematical, Physical and Engineering Sciences. V. 223. 1954. P. 404 - 414
4. Владимиров В.И. Физическая природа разрушения металлов М.: Металлургия, 1984. 280 с.
5. Рыбин В.В., Зисман А.А., Золоторевский Н.Ю. // ФТТ. 1985. №1. С.181-186.
6. Рыбин В.В., Жуковский И.М. // ФТТ. 1978. Т.20. №6. С. 1829-1835
7. Сарафанов Г.Ф., Перевезенцев В.Н. // Деформация и разрушения материалов. Т.2. 2016, С. 2–7.
8. Wu M.S. // International Journal of Plasticity. V. 100. 2018. P. 142-155.
9. Wang, T., Luo, J., Xiao, Z., Chen. J. Eur. J. Mech. A. V. 28. 2009. P. 688–696.
10. Romanov A.E., Vladimirov V.I. Disclinations in Crystalline Solids in Dislocation in Solids edited by F.R.N. Nabarro, Elsevier, 1992. V.9. P. 191
11. Рыбин В.В., Перевезенцев В.Н., Кириков С.В. // ФММ. Т.119. №5. 2018. С.444–452
12. [Rybin V.V., Perevezentsev V.N., Kirikov S.V. The physics of metals and metallography. 2018, V. 119, N 5. P. 721–729]
13. Kirikov S.V., Svirina J.V. Materials Physics and Mechanics. V. 38. 2018. P. 33-39
14. Лихачев В.А., Хайров Р.Ю. Введение в теорию дисклинаций, Л.: Ленинград. университет, 1975. 183 с.

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ ДОСТОВЕРНОСТИ ТЕНЗОМЕТРИЧЕСКИХ
ИЗМЕРЕНИЙ ДЛЯ УТОЧНЕНИЯ ПРОЧНОСТИ КОНСТРУКЦИЙ
ПРИ ВЫСОКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ**

**RELIABILITY OF STRAIN GAUGE MEASUREMENTS TO CLARIFY THE
STRENGTH OF STRUCTURES AT HIGH TEMPERATURES**

Климов¹ М.В. – специалист, **Маслов² С.В.** – к.т.н., в.н.с., **Погуляйко³ А.Н.** – директор

¹TESCAN ORSAY Holding a.s., Brno, Czech Republic

²Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

³ООО «Земик-тензо», г. Ростов-на-Дону

e-mail: maks klimov2019@inbox.ru

Abstract. The paper considers the problem of ensuring the reliability of experimental data obtained by tensometric studies of existing power plants. A technique is proposed that allows taking into account the change in the metrological characteristics of high-temperature strain gauges. The design of the installation for determining the sensitivity of strain gages at temperatures up to 700° C is considered.

Key words: power plants, stress-strain state, full-scale tensometry, metrological characteristics.

Аннотация. В работе рассмотрена проблема обеспечения достоверности экспериментальных данных, получаемых при тензометрических исследованиях действующих энергетических установок. Предложена методика, позволяющая учитывать изменение метрологических характеристик высокотемпературных тензорезисторов. Рассмотрена конструкция установки для определения чувствительности тензорезисторов при температуре до 700°С.

Ключевые слова: Энергетические установки, напряженно-деформированное состояние, натурная тензометрия, метрологические характеристики.

В настоящее время предъявляются повышенные требования к обеспечению надёжности и безопасности работы оборудования АЭС, ТЭС и других установок, подвергающихся воздействиям высоких механических и тепловых нагрузок. В ряде случаев возникает задача обоснованного продления эксплуатации энергетических установок, исчерпавших проектный ресурс. Для решения этих задач требуется использование максимально возможного объема экспериментальной информации, полученной на всех этапах пуска и эксплуатации конструкций. Одним из наиболее эффективных методов получения экспериментальной информации о напряженно-деформированном состоянии (НДС), оборудования, эксплуатируемого в условиях высоких температур (до 600°С и выше), давлений до 20Мпа, переменных электромагнитных полей и воздействиях агрессивных теплоносителей является метод натурной тензометрии [1,2]. Применение в качестве первичных преобразователей высокотемпературных тензорезисторов требует использования надежных методов оценки погрешности результатов определения НДС, получаемых при натуральных исследованиях.

Для определения и минимизации погрешности определения параметров НДС, получаемых при применении в качестве первичных преобразователей высокотемпературных тензорезисторов, требуется учитывать возможные изменения их метрологических характеристик (чувствительности, температурной характеристики, функции влияния температуры) и увеличивающийся в связи с воздействием температуры разброс этих характеристик.

Характерной особенностью нагружения энергетических установок в период пуска и эксплуатации является постоянные изменения температурного состояния и параметров механического нагружения их элементов [3], что значительно усложняет оценку погрешностей тензометрических измерений. В зависимости от особенностей

напряженного применяются 3 основных варианта расположения тензорезисторов в каждой из точек измерения: однокомпонентная, 2-компонентная и 3-компонентные розетки. Соответственно, используются различные формулы расчёта напряжений по измеренным значениям компонент деформаций, измеряемых тензорезисторами [4]. Эти формулы содержат значения модуля упругости, коэффициента Пуассона и измеренные тензорезисторами значения деформаций в направлениях их продольных осей. Каждая из этих величин содержит случайные погрешности их определения, поэтому полученные в результате измерений компоненты напряжений зависят от конкретного вида формул их связи с измеряемыми деформациями. Для оценки прочности в опасных зонах конструкции используются эквивалентные напряжения, являющиеся производными от компонент, полученных по измеренным значениям деформаций, и определяемые по формулам, зависящим от принятой теории прочности. Таким образом, достоверность оценки прочности в опасных точках довольно сложным образом зависит от погрешности измерения деформаций. В общем случае, с учётом погрешности определения модуля упругости E и коэффициента Пуассона μ , формула для среднеквадратического отклонения (СКО) получаемых экспериментально главных напряжений $S_{1,2}$ имеет вид:

$$S_{1,2} = \sqrt{\frac{E^2}{(1-\mu^2)^2} (S_{\varepsilon_{1,2}}^2 + \mu S_{\varepsilon_{2,1}}^2) + \frac{(\varepsilon_{1,2} + \mu \varepsilon_{2,1})^2}{(1-\mu^2)^2} S_E^2 + \frac{E^2 [2\mu \varepsilon_{1,2} + (1+\mu^2) \varepsilon_{2,1}]^2}{(1-\mu^2)^2} S_{\mu}^2} \quad (1)$$

где S_E , S_{μ} и $S_{\varepsilon_{1,2}}$ - СКО соответственно определения модуля упругости E , коэффициента Пуассона μ СКО погрешности измерения деформаций методом тензометрии.

Задача минимизации погрешностей измерений деформаций связана с применением специальных методик исключения неинформативных составляющих выходного сигнала тензометрических преобразователей, связанных с ползучестью, дрейфом и изменением температурных характеристик тензорезисторов. Дополнительные сложности возникают, если ставится задача избегать завышенных оценок составляющих погрешности, связанных с формальным использованием характеристик отдельной партии тензорезисторов вместо их индивидуальных значений.

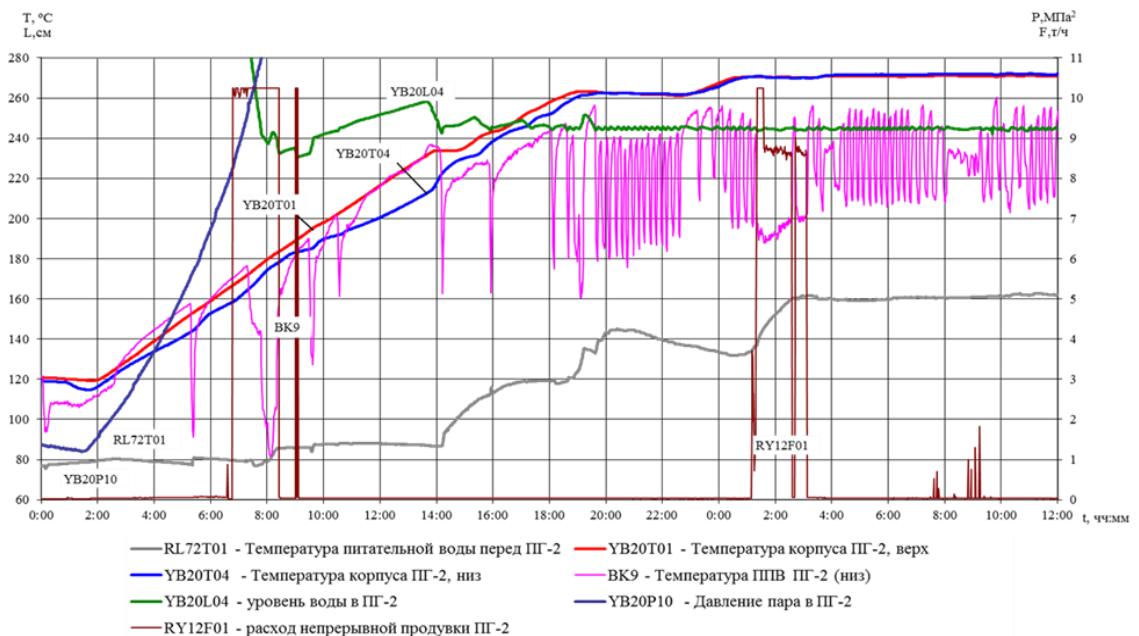


Рис. 1. Характерные изменения параметров термомеханического нагружения парогенератора ПГВ-1000 в период проведения пусконаладочных испытаний

Для натуральных исследованиях энергетического оборудования характерным случаем является возникновение значительных перепадов температур и скоростей их изменения в при каждом режиме испытаний. На рисунке 1 представлены характерные графики изменения параметров нагружения энергоустановки (АЭС с реактором ВВЭР-1000) в период проведения тензометрических измерений. Как следует из графиков, в процессе испытаний происходят периодические изменения температур на величину 50 – 100°С, уровень температур для различных зон установки тензорезисторов – от 100 до 350°С.

Как правило, наибольший вклад в общую погрешность измерений вносит составляющая, связанная с точностью определения температурных характеристик тензорезисторов. Величина выходного сигнала, связанного с изменением температуры может, если не применяются специальные методики, оказаться выше основной составляющей, связанной с деформацией. Поэтому при измерениях в таких условиях используется схемная компенсация неинформативной составляющей выходного сигнала, при которой рабочий и компенсационный тензорезисторы включаются в смежные плечи измерительного полумоста. Кроме того, рабочий и компенсационный тензорезисторы подбираются в пары как минимум по двум параметрам: величине температурной характеристики и величине дрейфа при максимальной температуре испытаний. При использовании такой методики измеряемую деформацию можно представить в виде:

$$\xi_{\varepsilon} = \frac{\xi - \Delta\xi_H}{KF_t} \quad (2)$$

где ξ – измеренное значение выходного сигнала тензометрического полумоста, ξ_{ε} – значение выходного сигнала, вызванное измеряемой деформацией; K – чувствительность тензорезистора, F_t – функция влияния температуры, $\Delta\xi_H$ – разность неинформативных составляющих рабочего и компенсационного тензорезисторов.

В настоящей работе предлагается для оценки погрешности, связанной со случайной погрешности величины $\Delta\xi_H$ использовать её экспериментальное определение непосредственно в процессе проведения тензометрических исследований. Для этого необходимо использовать представительную выборку (не менее 20 элементов) механически не нагруженных образцов из материала натурной конструкции с установленными контрольными полумостами тензорезисторов. Методика установки контрольных полумостов должна соответствовать применяемой для основных точек измерений, измерение сигналов – в составе общей измерительной процедуры. В этом случае определение погрешности измерений выходных сигналов тензометрических полумостов будет определяться выражением:

$$S = \sqrt{\left(\frac{\xi - \Delta\xi_H}{KF_t}\right)^2 \left(\frac{1}{K^2} S_K^2 + \frac{1}{F_t^2} S_{F_t}^2\right) + \frac{1}{K^2 F_t^2} (S_{\xi}^2 + S_{\Delta}^2)} \quad (3)$$

где S_K^2 , $S_{F_t}^2$, S_{ξ}^2 , S_{Δ}^2 – соответственно случайные погрешности определения чувствительности и функции влияния температуры, приборная погрешность и погрешность определения неинформативной составляющей выходного сигнала для контрольной выборки образцов.

Формулы (1), (2) и (3) не учитывают погрешности, связанной с ползучестью тензорезисторов, для точной оценки которой необходимо проведение эксперимента, моделирующего изменение во времени напряжений, действующих в точках измерений. Определенные трудности могут возникнуть в связи с тем, что функция влияния температуры F_t в указанных формулах не входит в перечень метрологических характеристик, указываемых в паспортных данных партии тензорезисторов. Для её экспериментального определения предлагается использовать установку с нагружаемой 4-опорной балкой, на поверхности которой в зоне постоянного изгибающего момента установлены испытываемые тензорезисторы. Принципиальная схема разработанной установки представлена на рисунке 2.

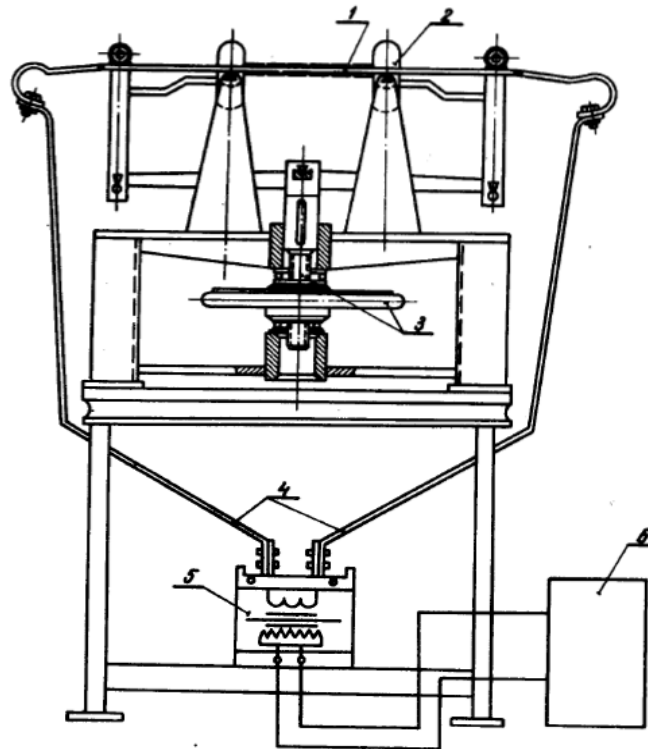


Рис.2. Схема экспериментальной установки для определения функции влияния температуры на чувствительность тензорезисторов: 1 – балка с тензорезисторами, нагреваемая электрическим током; 2 – опорные ролик, 3 – поворотный лимб для заданий прогиба; 4 – тоководы; 5 – силовой трансформатор; 6 – блок регулировки температуры.

Нагрев балки должен осуществляться пропусканием через неё электрического тока, что позволяет минимизировать время эксперимента и свести к минимуму влияние ползучести на результаты измерений. Проведенные эксперименты позволили установить, что показанная на рисунке 2 установка способна обеспечить определение необходимых характеристик тензорезисторов при температуре до 700°C .

Литература

1. Михалёв Ю.К., Фомин А.В., Маслов С.В. Натурные тензотермометрические исследования напряжённо-деформированных состояний оборудования АЭС // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2008. №5. С. 121-126.
2. Маслов С.В. Расчётно-экспериментальный метод определения напряжённо-деформированного состояния термонагруженного энергетического оборудования по данным натурной тензометрии // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2019. № 2. С. 53-62.
3. Разумовский И.А., Чернятин А.С., Фомин А.В. Развитие экспериментально-расчётных методов определения напряжённо-деформированного состояния элементов конструкций в ИМАШ РАН//Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013, №10. С. 87-94.
4. Дайчик М.Л., Пригоровский Н.И., Хуршудов Г.Х. Методы и средства натурной тензометрии – М.: Машиностроение, 1989, 240с.

ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ВИБРАЦИЙ ТРУБНЫХ ПУЧКОВ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ
NUMERICAL METHODS FOR STUDYING POWER EQUIPMENT TUBE BUNDLES VIBRATIONS

Корецкий¹ С.А. – кандидат технических наук, старший научный сотрудник,
Фесенко² Т.Н. – кандидат технических наук, старший научный сотрудник,
Дронова² Е.А. – научный сотрудник
¹НИКИЭТ
²ИМАШ РАН
t-fesenko@yandex.ru

Abstract. Calculations of the steam generator model tubes are considered. Dynamics calculation research for those tubes bundle model was worked out. Displacements, velocities, accelerations and amplitudes root-mean-square values of tubes vibration acceleration functions were determined as well as their dependences on structural and operational characteristics were investigated. The design parameters include: pipe spans length, gape size in the nodes of the pipes coupling and spacer grids, pipe radius position.

Key words: tube bundle, cross flow, intermediate supports, gaps, contact parameters, movement trajectories.

Аннотация. Рассмотрены расчеты труб модели парогенератора. Проведено расчетное исследование динамики модели пучка из трех труб. Вычислены функции перемещений, скоростей, ускорений и среднеквадратичные значения амплитуд виброускорений труб и проанализированы их зависимости от конструкционных и эксплуатационных характеристик. Конструкционные параметры: длины пролетов труб, величины зазоров в узлах сопряжения труб и дистанционирующих решеток, положение трубы по радиусу.

Ключевые слова: пучок труб, поперечный поток, промежуточные опоры, зазоры, параметры контакта, траектории движения.

Одна из важнейших проблем безопасности энергетического оборудования различного назначения - это проблема вибраций его элементов, при этом 30% остановок энергетических блоков происходит из-за поломок теплообменных аппаратов. Это обусловлено как интенсивностью вибраций теплообменных труб и их сборок, так и возникающим при этом виброизносом. Наибольшие вибрации теплообменных труб в пучках происходят при их поперечном обтекании потоком теплоносителя. На этапе проектирования теплообменных аппаратов существуют трудноразрешимые проблемы моделирования взаимодействия потока и труб, при этом дополнительные сложности в расчет вносит наличие зазоров (возникающих при сборке) в дистанционирующих решетках. Прямое измерение гидродинамических сил достаточно сложно и трудоемко. В эксперименте, как правило, получают характеристики отклика труб модели пучка: перемещения, скорости, ускорения, частоты колебаний. Постановка эксперимента для каждого нового типа парогенератора требует дополнительных затрат и трудоемка, поэтому становится столь актуальной задача создания математических моделей и программных средств, которые дают возможность автоматизации процессов моделирования и анализа гидродинамически возбуждаемых вибраций трубных пучков. Преимуществом математического моделирования при исследовании динамики трубных пучков теплообменного оборудования, является возможность оптимизации конструкционных и эксплуатационных характеристик теплообменного оборудования.

В статье, для получения приведенных далее численных результатов, используется математическая модель вибрации теплообменных труб, представленная в работах авторов [1, 2]. Исследуются вертикальные прямооточные парогенераторы с прямоотрубными

пучками.

Под воздействием поперечного потока на элементы конструкции трубы имеют вихревой и гидроупругий механизмы возбуждения, тогда как внешними силами, действующими на структурный элемент, будут: сила инерции, подъемная сила, сила лобового сопротивления, гидроупругая сила и сила гидродинамического демпфирования [1, 2].

В трубных пучках трубы при сборке разделяются дистанционируются решетками, которые поставлены с зазорами. Вибрации линейной системы в значительной степени отличаются от вибраций систем с конструкционной нелинейностью. Промежуточные опоры в используемых уравнениях колебаний трубных пучков заменяются импульсными силами через функцию Хевисайда [1, 2]. Элементы конструкции совершают круговые движения, поэтому для них не подходит модель прямого удара, соответственно при учете соударения труб с кольцевыми ограничителями берется модель косоугольного удара с нормальной и тангенциальными составляющими силы реакции опор [2, 3]. Из-за наличия данных зазоров гидроупругие колебания трубок имеют возможность возбуждаться по таким собственным формам, при которых часть опор не являются эффективными. В таком случае амплитуды вибраций ограничиваются ударами в этих опорах, а такие ограничения носят нелинейный характер. При прерывистых контактах трубки с опорой действует механизм износа при скользящем ударе, такой износ намного более интенсивен, чем чистый фреттинг-износ при постоянном контакте. В процессе вибраций трубы внутри отверстия в направляющей пластине может происходить истирание и унос материала с поверхностей, как трубы, так и поверхности дистанционирующей решетки в отверстии.

Величины зазоров и количество опор определяют степень снижения виброактивности систем. При этом значительно уменьшается вероятность усталостного излома трубных элементов в сечениях заделки их в трубные доски. Однако, появляется другая проблема – разрушение трубок в местах их опирания на перегородки по причине механического истирания, возникающего из-за наличия в этих зонах интенсивного фрикционного проскальзывания. Исследования процессов износа, проводимые в нашей стране и за рубежом, показали, что среди факторов, определяющих скорость износа, важную роль играет вид движения трубы в зазоре. Он может сопровождаться ударами по нормали к поверхности перегородки и косыми ударами с проскальзыванием. Эти режимы не могут анализироваться без учета зазоров между трубой и перегородкой. На рис. 1 представлены для пучка траектории движения труб в ограничителе для разных скоростей.

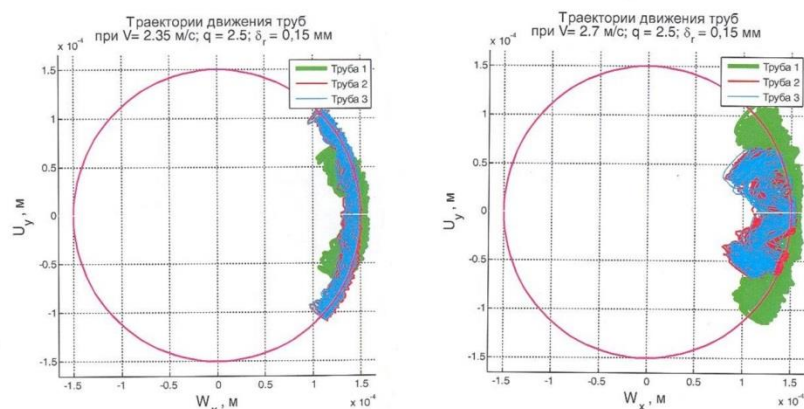


Рис.1. Траектории движения труб

Преимущественный акцент в исследованиях износа делается на динамический анализ труб теплообменных аппаратов с учетом их реального дистанционирования.

При исследовании вибраций трубных систем имеем в виду, что среди факторов,

влияющих на износ, имеют значение в первую очередь конструктивные: диаметральный зазор между трубкой и промежуточной перегородкой, количество и расположение опор. Во вторую очередь, как следствие наличия первой группы, рассматривается группа динамических факторов: тип движения трубы, отклонение трубы под влиянием потока, частота и амплитуда сил соударения в точке контакта. В качестве примера на рис. 2 приведены зависимости амплитуд сил соударения в контакте с промежуточной опорой от величины зазоров и скорости набегающего потока. Результаты численных экспериментов (рис. 2) показывают, что величина радиального зазора оказывает существенное влияние на величины нормальной силы взаимодействия трубы с опорой (силы контакта), пути трения и изгибные напряжения в трубе, что подтверждается экспериментальными данными [1]. Наблюдаемые изменения исследуемых параметров характеризуются наличием «несовпадающих» экстремумов при изменении скорости набегающего потока.

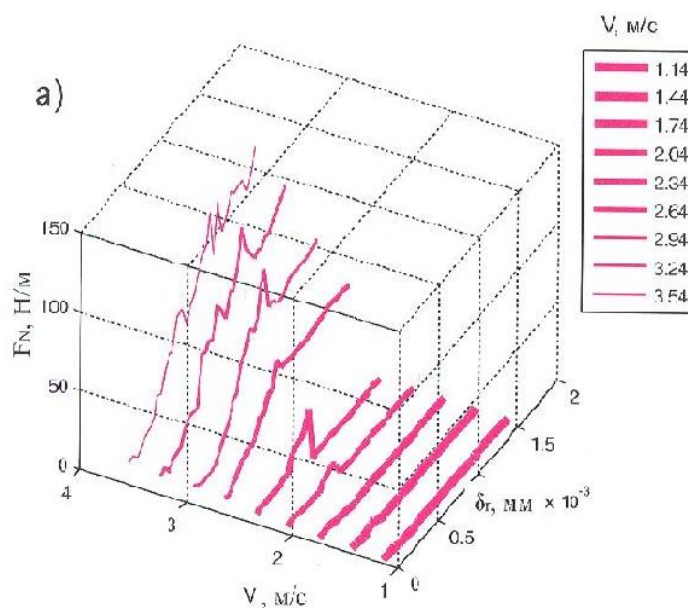


Рис.2. Зависимость величины нормальной силы от радиального зазора в опорах и скорости набегающего потока для ряда с шагом $q = 2,5$

Наш метод дает возможность исследовать амплитудно-частотные характеристики труб пучков парогенераторов от их конструкционных эксплуатационных параметров.

Оценить важные для прогнозирования ресурса параметры вибраций трубных пучков (контактные нагрузки в промежуточных опорах, пути скольжения труб в опорах, напряжения).

Литература

1. Махутов Н.А., Каплунов С.М., Прусс Л.В. Вибрация и долговечность судового энергетического оборудования. – Л.: Судостроение, 1985. С. 304.
2. Fesenko T.N., Foursov V.N., Forced oscillation of tube bundles in liquid cross – flow. Vibration problems ICOVP 2005. Springer, 2005, p.205-212.
3. Каплунов С.М., Фесенко Т.Н., Корецкий С.А. Нелинейные колебания трубных пучков при поперечном потоке теплоносителя. Проблемы машиностроения и надежности машин. №5, 2009.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИКИ ПЛАНЕТАРНО-ЦЕВОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

TO STUDY OF CYCLOIDAL TRANSMISSIONS DYNAMICS

Красов И.С. – студент, Попов В.В. – старший преподаватель

МГТУ им. Н.Э. Баумана

krasoffiv@gmail.com

Abstract. In this paper mathematical model for solving the problems of non-stationary nonlinear dynamics of cycloidal transmissions taking into account contact interaction and energy dissipation upon contact, built on the basis of the algorithms of the method of dynamics of multicomponent systems, is presented.

Key words: cycloidal drive, multibody dynamics, contact mechanics, Newmark method.

Аннотация. В настоящей работе представлена математическая модель для решения задач нестационарной нелинейной динамики планетарно-цевочной передачи с учётом контактного взаимодействия и диссипации энергии при контакте, построенная на основе алгоритмов метода динамики многокомпонентных систем.

Ключевые слова: планетарно-цевочная передача, динамика многокомпонентных систем, контактное взаимодействие, метод Ньюмарка.

Планетарно-цевочные (циклоидальные) редукторы широко применяются в различных областях промышленности, особенно в качестве поворотных осей станков, манипуляторов и другого технологического оборудования. Такая популярность обусловлена рядом достоинств данных типов редукторов по сравнению с «классическими» (червячными, цилиндрическими, волновыми и т.д.): компактность при высокой нагрузочной способности, широкий диапазон передаточных чисел, высокая точность позиционирования, плавность хода, низкий уровень шума и т.д. Однако данные виды редукторов обладают рядом недостатков: высокая стоимость, повышенные требования к точности изготовления деталей и большие нагрузки на подшипники. Необходимость проведения расчетов на этапе проектирования в случае использования планетарно-цевочного редуктора в конструкции требует использовать соответствующие математические модели. Модели для анализа планетарно-цевочной передачи рассматриваются в работах [1-5]. Настоящая работа является продолжением изысканий авторов [6,7] по данной тематике.

Модель планетарно-цевочной передачи

В планетарно-цевочной передаче цевки (как единое целое) и сателлит могут приобретать линейные перемещения по осям X и Y , а также совершать плоский поворот (Рис.1). Вектор состояния передачи определяется как $z = \{u_c, v_c, \varphi_c, u_s, v_s, \varphi_s\}$.

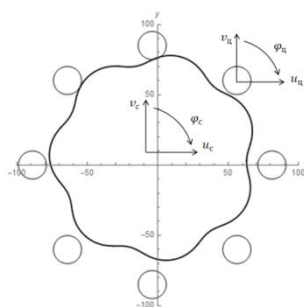


Рис.1. Планетарно-цевочная передача в момент движения

Взаимодействие между цевками и сателлитом возникает в результате линейного контакта в точках взаимопроникновения их профилей (Рис.2), и определяется как

$$s(\tau) = u(\tau) - r_{ц},$$

где $u(\tau)$ – расстояние от центра сателлита до центра цевки; τ – параметр профиля сателлита [1]; $r_{ц}$ – радиус цевки. Если величина $s > 0$, то взаимного проникновения нет.

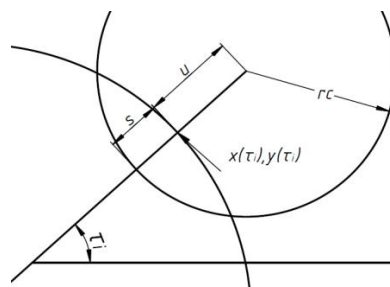


Рис.2. Схема определения взаимного проникновения

Для определения координат точек контакта необходимо решить задачу о минимуме расстояния от центра цевки до точки $s(\tau)$, лежащей на кривой профиля зуба

$$s(\tau) = \sqrt{(x(\tau) - x_{ци})^2 + (y(\tau) - y_{ци})^2}$$

$$s \Rightarrow \min$$

где $x(\tau)$ и $y(\tau)$ – функции профиля сателлита, $x_{ци}$ и $y_{ци}$ – координаты центра i -ой цевки. Решение этой задачи ищем с помощью метода Ньютона. Искомой величиной является угол τ относительно начала координат.

Упругая энергия взаимодействия для одной пары сателлит-цевка запишется как

$$U_i = \begin{cases} 0, & s > 0 \\ \frac{9}{19} C (-s)^{\frac{19}{9}}, & s < 0 \end{cases}$$

Просуммируем упругую энергию для всех возможных случаев взаимодействий выступов профиля и цевки и получим выражение для полной упругой энергии

$$U = \sum_{i=1}^n U_i.$$

Продифференцируем выражение для полной упругой энергии по вектору состояния и получим выражения для компонент матрицы жесткости и вектора упругих сил планетарно-цевочной передачи

$$K_{ij} = \frac{\partial U}{\partial z_i \partial z_j}; \quad P_i = -\frac{\partial U}{\partial z_i}.$$

Для моделирования реальной картины зацепления в планетарно-цевочной передаче необходимо учесть поглощения энергии в момент входа в зацепление выступа сателлита и цевки. Для этого рассмотрим вектора скоростей в точке зацепления (Рис.3.).

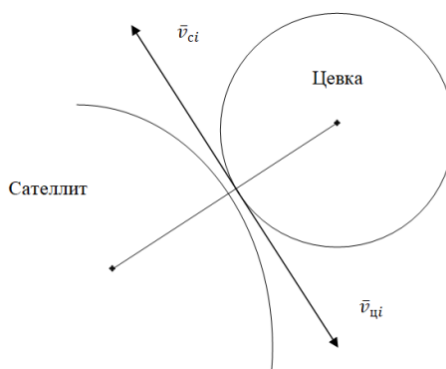


Рис.3. Схема определения матрицы ударного демпфирования в передаче

Энергия диссипации для одного зацепления запишется как

$$\Phi_i = \begin{cases} 0, & s > 0 \\ \frac{1}{2} b \left((\bar{v}_{ci} - \bar{v}_{\psi i}) \cdot (x(\tau) - x_{\psi i}, y(\tau) - y_{\psi i}) \right)^2, & s < 0 \end{cases}$$

где b – коэффициент диссипации, \bar{v}_{ci} и $\bar{v}_{\psi i}$ – скорости в точки контакта цевки и сателлита, которые определяются как

$$\begin{aligned} \bar{v}_{ci} &= \{\dot{u}_c + \dot{\varphi}_c y(\tau), \dot{v}_c - \dot{\varphi}_c x(\tau)\}, \\ \bar{v}_{\psi i} &= \{\dot{u}_{\psi} + \dot{\varphi}_{\psi} y(\tau), \dot{v}_{\psi} - \dot{\varphi}_{\psi} x(\tau)\}. \end{aligned}$$

Просуммируем энергию диссипации для всех возможных случаев взаимодействий выступов профиля и цевок и получим выражение для полной энергии диссипации:

$$\Phi = \sum_{i=1}^n \Phi_i.$$

Продифференцируем выражение для полной энергии диссипации по производной вектора состояния и получим выражения для компонент матрицы демпфирования и вектора диссипативных сил планетарно-цевочной передачи

$$C_{ij} = -\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_i \partial z_j}; P_{dissip\ i} = \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}_i}.$$

Уравнение динамики планетарно-цевочной передачи в приращениях, выведенное из уравнения Лагранжа 2-ого рода, выглядит следующим образом

$$[M]\Delta\ddot{z} + [C]\Delta\dot{z} + [K]\Delta z = P + P_{dissip} + P_{inerc} + F,$$

где $[M]$ – матрица масс планетарно-цевочной передачи; P_{inerc} – вектор инерционных сил; F – вектор внешних сил, действующих на сателлит и цевки. Решение уравнение динамики производится с помощью метода Ньюмарка.

Тестовый пример

В качестве демонстрации работы модели проведем решение тестового примера по раскручиванию планетарно-цевочной передачи с характеристиками из табл.1. Цевки в передаче закреплены по всех степеням свободы.

Табл. 1. Характеристики передачи

Характеристика	Величина	Размерность
Число зубьев $z1$	7	–
Число зубьев $z2$	8	–
Профильный радиус r	3	мм
Радиус цевок r_{ψ}	4	мм
Эксцентриситет e	1	мм
Крутящий момент M	1	Н · мм
Коэффициент диссипации b	1000	Н · мм/с

На рисунках 4-6 показаны графики поворота сателлита для 3 случаев: 1) расчет по кинематике из [1]; 2) расчет по предложенной модели с нулевым зазором; 3) расчет по предложенной модели с зазором 20 мкм.

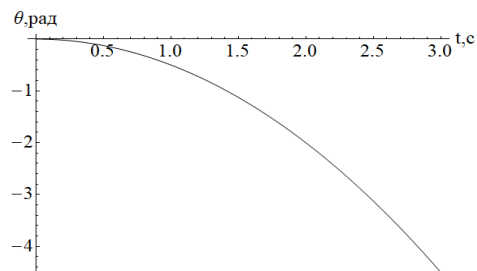


Рис.4. График поворота сателлита, рассчитанный по [1]

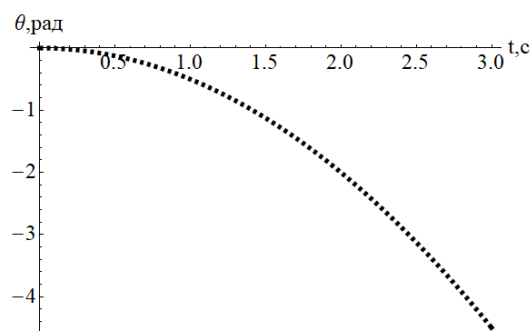


Рис.5. График поворота спутника, рассчитанный по предложенной модели, без зазора

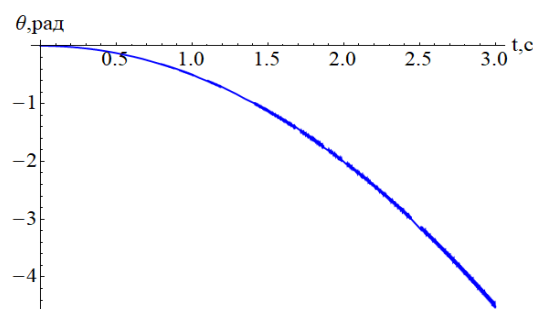


Рис.6. График поворота спутника, рассчитанный по предложенной модели, с зазором 20 мкм

Совпадение графиков, полученных по предложенной модели, с теоретической кинематикой говорит об её адекватности.

Литература

1. 1.Фомин М.В. Планетарно-цевочные передачи: Учеб. пособие. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 64 с.
2. 2.Иванов А.С., Ермолаев М.М., Чиркин А.В., Сеницына Ю.В. Метод расчета планетарно-цевочной передачи// XXII международная научно-техническая конференция «Машиностроение и техносфера XXI века». Сборник трудов, 2015. С.155-157.
3. Заварзин Д. А., Завозина О. Ю. Исследование распределения нагрузки по элементам
4. планетарно-цевочной передачи // Политехнический молодежный журнал, №8, 2017.
5. Иванов А.С., Ермолаев М.М., Чиркин А.В. Модели расчёта планетарно-цевочных передач // Международный форум двигателестроения. Научно-технический конгресс по двигателестроению-2018. Сборник тезисов, 2018, т. 2, с. 38-41.
6. Сеницына Ю. В., Ермолаев М. М. Модели оценки распределения нагрузки в планетарно-цевочных передачах // Механики XXI века: материалы XVIII Всероссийской научно-технической конференции с международным участием, Братск: Изд-во БрГУ, 2019, с. 301-304.
7. Красов И.С., Попов В.В. Математическая модель динамики планетарно-цевочной передачи, XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов. Сборник трудов конференции. 2019. С. 605-608.
8. Красов И.С., Попов В.В. Математическая модель динамики планетарно-цевочного редуктора // Всероссийская научно-техническая конференция молодых учёных и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки». Сборник тезисов, 2019, с. 204-205.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ ПРОЧНОСТИ И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕТАЛЛО-КОМПОЗИТНЫХ УЗЛОВ АВИАЦИОННЫХ КОНСТРУКЦИЙ

DESIGN AND ANALYSIS OF STRENGTH AND DURABILITY OF METAL- COMPOSITE COMPONENTS OF AIRCRAFT STRUCTURES

Ларионова А.А. – аспирант, Дудченко А.А. – д.т.н, профессор
МАИ (НИУ)
a.larionova@inbox.ru

Abstract. This report is represented the decision of the optimization problem to determine the rational zone in attachment of helicopter's blade that based on calculations of the static strength and fatigue life of bearing screw from the loads arising in a typical flight.

Key words: fatigue life, fatigue strength, resource, polymer composite materials.

Аннотация. В работе рассмотрено решение задачи оптимизации по определению рациональной зоны крепления лопасти вертолета на основе расчетов статической прочности и усталостной долговечности несущего винта от нагрузок, возникающих в типовом полете.

Ключевые слова: усталостная долговечность, усталостная прочность, ресурс, полимерные композиционные материалы.

Усталостное разрушение лопасти при полете вертолета вызывают воздействующие на нее большие переменные нагрузки со значительным числом циклов изменений. Чтобы увеличить ресурс лопасти, используют полимерные композиционные материалы (ПКМ).

Цель данной работы – повышение усталостной долговечности лопасти за счет оптимизации крепления комля композитной лопасти к металлическому узлу переходного устройства.

В ходе работы были решены следующие задачи:

- оптимизация зоны болтового соединения лопасти несущего винта вертолёта (геометрическое моделирование);
- расчет статической прочности конструкции методом КЭ;
- расчет усталостной долговечности материалов лопасти и крепежных болтов.

Чертеж комлевой части и узла крепления лопасти к металлическому переходному устройству представлен на рис. 1.

В процессе работы были получены формулы, которые позволяют оптимизировать распределение силовой нагрузки в узле крепления лопасти и тем самым повысить ресурс эксплуатации.

Для расчета эффективной длины зоны передачи усилий от ПКМ к металлу использована методика, изложенная в работах [1, 2].

Проведен расчет с учетом диаметров болтов. Определен наиболее эффективный диаметр. Было проведено сравнение характеристик болтов диаметрами 6, 8 и 30мм. Болты 30 мм рассматриваются, так как есть в реальной конструкции. Учитывалось также, что для диаметров болтов 6 и 8 мм используются односрезные болты, для диаметра 30 мм – двухсрезный болт. Расчет проведен по методике, изложенной в работе [3].

Поскольку по проектировочному расчету для случая крепления конструкции болтами диаметром 6 мм перемычки имели длину меньше допустимой из-за большего количества болтов, то в дальнейшем расчете рассмотрены только случаи крепления болтами 8 и 30 мм[4].

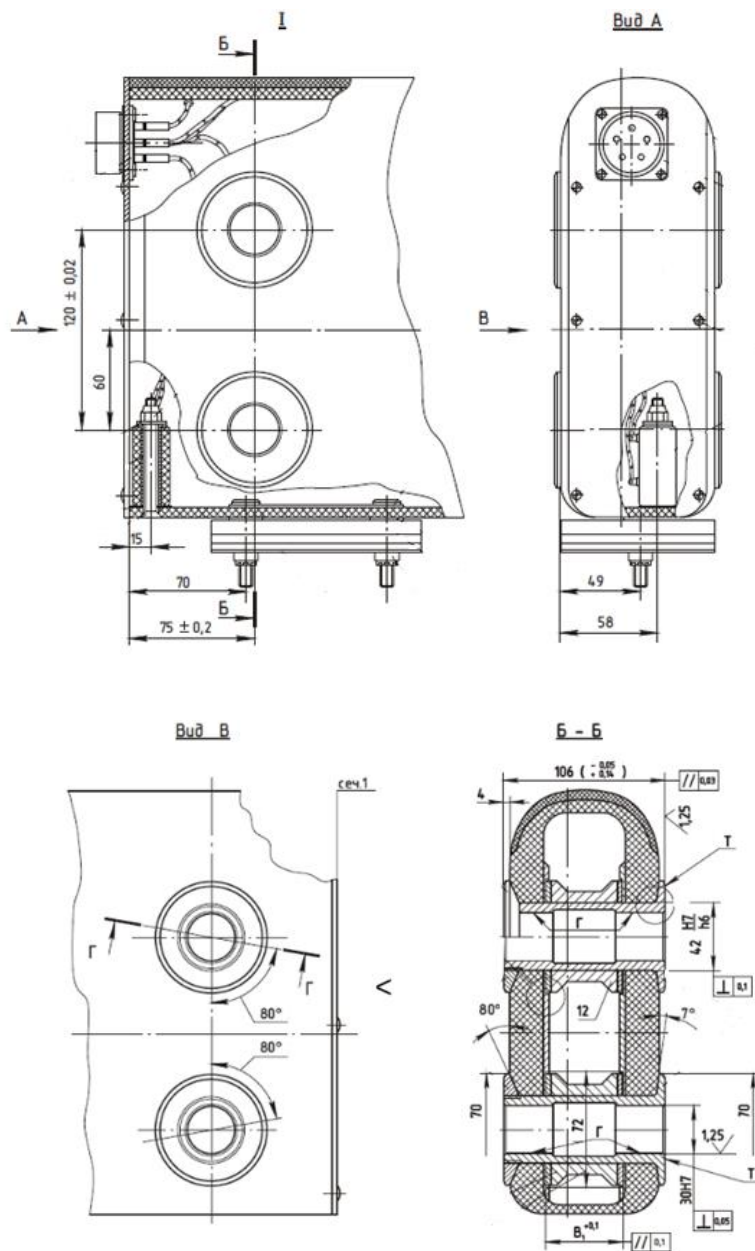


Рис. 1. Комлевая часть и узел крепления лопасти

Также была смоделирован узел крепления лопасти в программном комплексе MSC.Software Patran/Nastran и проведен статический расчет прочности конструкции методом конечно-элементного анализа. Статический расчет показал, что болты диаметрами 8 и 30 мм удовлетворяют запасам прочности.

Далее дополнительно были произведены расчеты усталостной долговечности. Существуют различные модели оценки усталостной долговечности элементов. Одной из них является уравнение Менделла:

$$\sigma_{\max} = a + b \cdot \lg N, \quad (1)$$

где σ_{\max} – максимальное значение циклических напряжений растяжения "гладкого", то есть без концентраторов напряжений композита;

N – число циклов нагружения до разрушения;

a и b – константы уравнения, значения которых определяются по результатам аппроксимации данных зависимостью.

По данным работы [5] кривая усталости, построенная согласно уравнению Менделла в виде уравнения (1), показывает наивысший уровень точности аппроксимации экспериментальных данных $\sigma - N$.

Ресурс работы лопасти определяется по формуле:

$$T = \frac{N}{60 \cdot n_{вз} \cdot i \cdot \eta'_\sigma \cdot \eta_\Sigma \cdot \eta_N} \cdot \left(\frac{\sigma_W}{\Delta\sigma_{экв}^{эф}} \right)^m, \quad (2)$$

где $n_{вз}$ – число оборотов винта в минуту;

i – номер, определяющий гармоники переменных напряжений (для лопастей несущего винта $i = 1$);

σ_W – предел выносливости,

$\Delta\sigma_{экв}^{эф}$ – эффективное значение эквивалентного полуразмаха,

η'_σ – коэффициент запаса по напряжению, рассчитанный в запас по числу циклов ($\eta'_\sigma = 3$);

η_N – коэффициент запаса на разброс характеристик выносливости;

η_Σ – коэффициент запаса на гипотезу суммирования

Используя формулу (2), определяем ресурс лопасти при креплении с помощью болтов $d = 8$ мм:

$$T = 8627 \text{ ч}$$

и с помощью болтов $d = 30$ мм:

$$T = 2371 \text{ ч}$$

Таким образом, ресурс лопасти с болтами диаметром 8 мм выше ресурса лопасти с болтами диаметром 30 мм. Меньший диаметр предпочтителен, так как он позволяет существенно уменьшить величину перерезаемых волокон, и, следовательно, увеличить прочность материала конструкций и уменьшить концентрацию напряжений в районе отверстий. Соединение болтами 8 мм более предпочтительно также из конструктивных соображений с точки зрения отказобезопасности.

Далее был произведен расчет усталостной долговечности срезных болтов металлокомпозитных соединений.

Для расчета усталостной долговечности болтов выбираем кривую усталости для материала болтов (рис. 2).

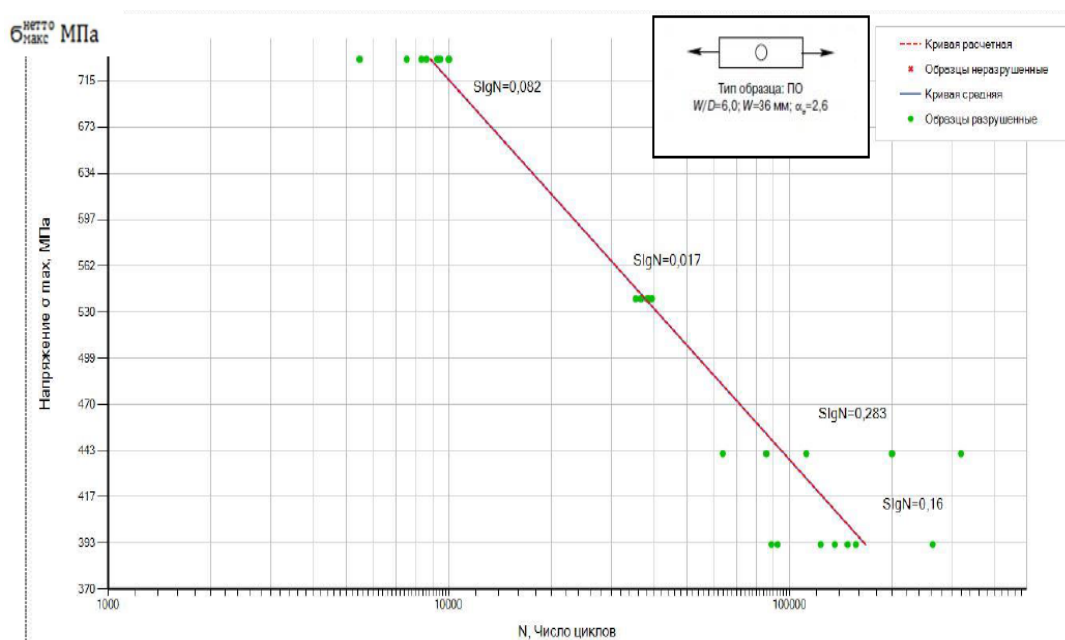


Рис. 2. Кривая усталости для материала болтов

Аппроксимируя кривую усталости, получаем значения для констант уравнения:

$$N \cdot \sigma^m = 10^C, \quad (3)$$

где $C = 17,363$; $m = 4,681$ – константы,

N – число циклов, σ – напряжение.

Далее, используя циклограммы напряжений, были посчитаны болты на усталостную долговечность.

По результатам расчета можно сделать вывод о том, что конструкции с болтами 8 и 30 мм обладают усталостной прочностью, необходимой для отработки проектного ресурса.

Выводы

В данной работе изложена методика расчета усталостной долговечности, благодаря которой можно повысить усталостную прочность лопасти несущего винта вертолета в связи со снижением концентраторов напряжений и увеличить ресурс.

Литература

1. Дудченко А. А. Расчет напряженно-деформированного состояния элементов авиационных, ракетных и машиностроительных конструкций из композиционных материалов. – М.: НПУ Федеративная информационная система, 2013. – 232 с.
2. Дудченко А. А. Прочность и проектирование элементов авиационных конструкций из композитного материала. – М.: Изд-во МАИ, 2007. – 200 с.
3. Ларионова А. А., Дудченко А. А., Сергеев В. Н. Проектирование "Труды МАИ", вып. 90, 2016, http://trudymai.ru/upload/iblock/e2e/larionova_dudchenko_sergeev_rus.pdf.
4. Michael Chun-Yung Niu. Composite airframe structures, Conmilit Press Ltd, Hong Kong, 1992. – 664 p.
5. Стрижиус В. Е. Методы оценки усталостной прочности элементов композитных авиаконструкций: справочное пособие. – М.: Машиностроение. Инновационное машиностроение, 2015. – 270 с.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭВОЛЮЦИИ МЕЗОДЕФЕКТОВ,
ФОРМИРУЮЩИХСЯ ПРИ ПЛАСТИЧЕСКОЙ ДЕФОРМАЦИИ
ХРУПКИХ МАТЕРИАЛОВ¹**

**COMPUTER SIMULATION OF EVOLUTION OF MESODEFECTS FORMED
DURING PLASTIC DEFORMATION OF BRITTLE MATERIALS**

Максимов¹ М.В. – без ученой степени, инженер, **Кириков² С.В.** – без ученой степени,
младший научный сотрудник.

¹АО «ЦНИИ «Буревестник»»

²ИПМ РАН

Minsk3103@gmail.com

Abstract. In this paper, the evolution of a system of mesodefects accumulating at grain boundaries during plastic deformation of brittle materials in which there are no processes of accommodation restructuring of the dislocation structure is simulated. To simulate this process, a computer 3D self-consistent model was developed, which allows to study the regularities of plastic flow in such materials. The kinetics of accumulation of mesodefects in the process of plastic deformation of polycrystalline material is studied in the framework of this model. It is established that the accumulation of mesodefects, and hence the growth of internal stresses in brittle materials is more intense than in materials with viscous destruction. It is shown that even at low degrees of deformation (for the simulated polycrystal 2-3%) the probability of formation of microcracks is high, which is in good agreement with the experimental data.

Key words: computer modeling, plastic deformation, mesodefects.

Аннотация. В данной работе проведено моделирование эволюции системы мезодефектов, накапливающихся на границах зерен при пластическом деформировании хрупких материалов, в которых отсутствуют процессы аккомодационной перестройки дислокационной структуры. Для моделирования данного процесса была разработана компьютерная 3D самосогласованная модель, позволяющая исследовать закономерности пластического течения в таких материалах. В рамках данной модели изучена кинетика накопления мезодефектов в процессе пластического деформирования поликристаллического материала. Установлено, что накопление мезодефектов, а значит и рост внутренних напряжений в хрупких материалах происходит интенсивнее, чем в материалах с вязким разрушением. Показано, что уже при малых степенях деформации (для моделируемого поликристалла 2-3%) высока вероятность образования микротрещин, что хорошо согласуется с экспериментальными данными.

Введение

Известно, что в ходе пластического деформирования поликристаллических материалов, на границах и в стыках зерен накапливаются мезодефекты ротационно-сдвигового типа [1,2]. Данные мезодефекты создают мощные поля упругих напряжений, которые меняют характер пластического течения [3]. Существуют два основных механизма релаксации этих полей. Первый механизм реализуется в материалах с высокой пластичностью и связан с дислокационной перестройкой (аккомодационным пластическим течением) и далее с фрагментированием структуры в зонах материала, где внутренние поля напряжений высоки. Когда этот механизм исчерпывается или вообще отсутствует (хрупкие материалы), то единственной возможностью уменьшить локальные напряжения является потеря сплошности материала, то есть зарождение и рост микронесплоностей.

Целью работы является исследование эволюции дефектной структуры,

¹ Работа поддержана РФФИ, проект №18-33-00195 мол_a

образующейся на границах и в стыках зерен в ходе пластической деформации материалов, в которых отсутствуют процессы аккомодационной дислокационной перестройки.

Понятие мезодефектов и описание процедуры моделирования. В качестве объекта моделирования рассматривался поликристалл (железо), состоящий из кубических зерен с размером 10 микрон (125 штук) и равномерным распределением ориентировок в пространстве. Из всего количества плоскостей скольжения в ОЦК решетке рассматривались только плоскости семейства {110} (12 штук). Граничные условия задавались следующим образом: зерна помещались в матрицу, которая деформируется однородно с заданной скоростью. Деформация осуществлялась по схеме одноосного растяжения с нагрузкой 200 МПа. Блок-схема итерационной процедуры расчета представлена на рисунке 1.

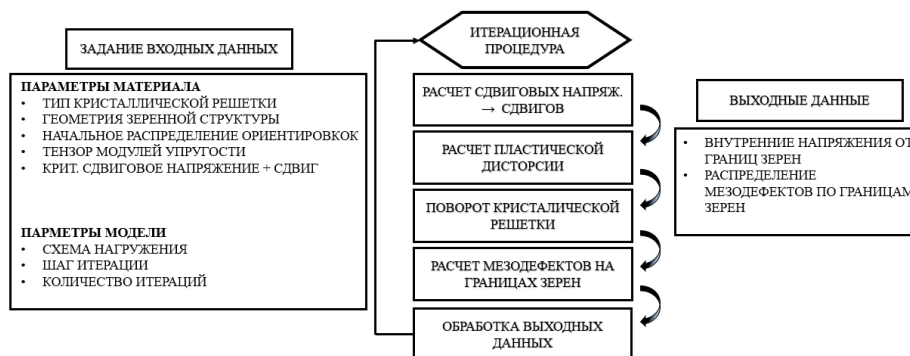


Рис.1 Блок-схема итерационной процедуры при моделировании эволюции внутренних напряжений

Рассмотрим более подробно метод расчета на i -ом шаге. В начале в каждом зерне рассчитывались средние по объему внутренние напряжения от мезодефектов [4], накопившихся на границах зерен в процессе моделирования:

$$\bar{\sigma}^{\text{int}}(\alpha) = \left(\int_V \sigma^{\text{int}}(x, y, z) dV \right) / V$$

где $\bar{\sigma}^{\text{int}}(\alpha)$ – средние по объему внутренние напряжения в зерне α , V – объем зерна.

Такое усреднение можно обосновать, тем, что в модели не происходит дислокационной перестройки, следовательно, в первом приближении можно считать, что каждое зерно деформируется однородно, за счет некоторого эффективного среднего напряжения.

Далее в каждом зерне суммарные (внешние + внутренние) напряжения проектировались на каждую из 12 плоскостей скольжения семейства {1 1 0}:

$$\sigma_{n\tau}(\alpha) = \vec{n} \cdot \hat{\sigma} \cdot \vec{\tau}, \quad \hat{\sigma} = \hat{\sigma}^{\text{ext}} + \bar{\sigma}^{\text{int}}(\alpha)$$

где $\sigma_{n\tau}(\alpha)$ – сдвиговое напряжение для плоскости с нормалью \vec{n} в направлении $\vec{\tau}$, $\hat{\sigma}^{\text{ext}}$ – внешнее напряжение.

Для расчета сдвигов в каждой плоскости скольжения использовалось квази-вязкое приближение и предположение о том, что внутри зерна не происходит эволюции плотности дислокационной субструктуры. При этих предположениях можно считать, что сдвиги будут пропорциональны сдвиговым напряжениям:

$$\Delta\gamma(\alpha) = \begin{cases} \gamma_{cr} \sigma_{n\tau}(\alpha) / \sigma_{cr} \Delta t, & \sigma_{n\tau} > \sigma_{cr} \\ 0, & \sigma_{n\tau} < \sigma_{cr} \end{cases}$$

где $\Delta\gamma(\alpha)$ – пластический сдвиг для плоскости с нормалью \vec{n} в направлении $\vec{\tau}$ за i -ый шаг, σ_{cr} – минимальное напряжение, при котором происходит пластический сдвиг, γ_{cr} –

сдвиг происходящий при σ_{cr} .

Из-за разной ориентации зерен сдвиги на границах являются несогласованными, за счет чего происходит накопление плотности дислокаций, а, следовательно, и рост мощности мезодефектов. За i -ый шаг приращение тензора плотности вектора Бюргерса $\Delta\hat{B}(\alpha\delta)$ [5] на границе между зерном α и зерном δ составляет:

$$\Delta\hat{B}(\alpha\delta) = -\vec{N} \times \Delta\hat{\varepsilon}(\alpha\delta);$$

$$\Delta\varepsilon(\alpha\delta) = Sym \left[\sum_k [\Delta\gamma(\alpha)\vec{n} \otimes \vec{\tau}]_k - \sum_k [\Delta\gamma(\delta)\vec{n} \otimes \vec{\tau}]_k \right].$$

Далее по выражениям, приведенным в [5] рассчитывались мощности мезодефектов, и итерационная процедура продолжалась.

Результаты моделирования. На рисунке 2 приведена зависимость средней мощности линейных ротационных мезодефектов (частичных стыковых дисклинаций деформационного происхождения) (а) и планарных сдвиговых мезодефектов (б).

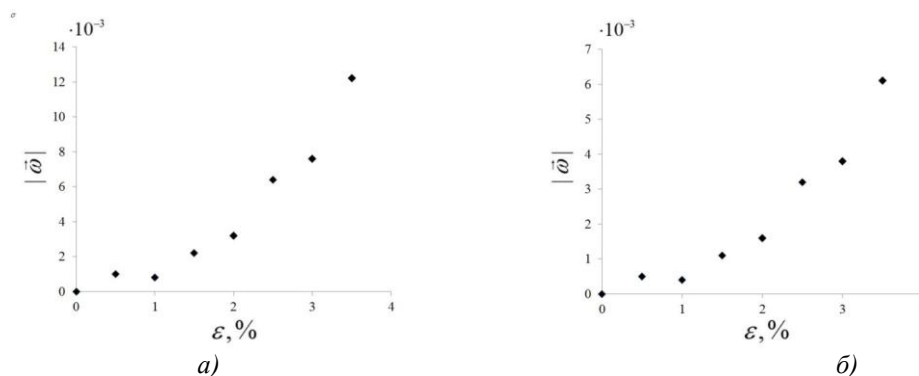


Рис.2. Зависимость средней мощности а) планарных мезодефектов сдвигового типа мезодефектов б) ротационных мезодефектов (частичных стыковых дисклинаций деформационного происхождения) от величины пластической деформации

Как видно из графика (рис. 2) накопление мезодефектов как ротационного, так и сдвигового типов до $\varepsilon = 0.02$ происходит с замедлением интенсивности, однако после этого происходит ее увеличение. Данное увеличение характерно лишь для хрупких материалов, в которых отсутствуют процессы аккомодационной перестройки.

Как было показано [1], стыковая дисклинация играет особую роль в процессах образования дислокационных границ деформационного происхождения, а планарные мезодефекты сдвигового типа – в процессах упрочнения. Однако в общем случае данные мезодефекты суть одного и того же процесса, который связан с несовместностью пластической деформации. Важное свойство мезодефектов состоит в том, что по мере накопления они создают такие поля упругих напряжений, которые выравнивают скорости деформации в соседних объемах.

Для качественного объяснения увеличения интенсивности накопления мезодефектов после $\varepsilon = 0.015$, полученное при моделировании, рассмотрим три соседних зерна. Зерна вследствие разной ориентации имеют различную скорость пластической деформации, причем без нарушения общности допустим, что $\dot{\varepsilon}_1 < \dot{\varepsilon}_2 < \dot{\varepsilon}_3$. Так как в рассматриваемой модели предполагается, что каждое зерно деформируется однородно по всему объему, то зерно №2 как целое начинает подстраиваться под деформацию зерна №1. Однако в то же время зерно №2 как целое подстраивается под деформацию зерна №3. Другими словами внутренние поля напряжений от мезодефектов, которые возникают на границе между первым и вторым зернами, замедляют скорость пластической деформации

зерна №2, а поля от мезодефектов, возникающие между вторым и третьим зернами, наоборот увеличивают ее. При небольших пластических деформациях ($\varepsilon < 0.015$) внутренние напряжения малы, и протекание пластической деформации определяется внешним деформирующим напряжением. Однако в какой-то момент внутренние поля от мезодефектов становятся сравнимы с внешними, в результате нарушается процесс самосогласованного накопления мезодефектов и наблюдается увеличение интенсивности накопления мезодефектов. При этом так как внутренние поля напряжений не релаксируют с помощью аккомодационной пластической деформации, единственным механизмом релаксации будет процесс образование микротрещин, и как следствие дальнейшее разрушение материала. В данном случае, исходя из средней мощности мезодефектов [6] оно будет происходить уже при 3 – 4 %, что хорошо согласуется с экспериментальными данными.

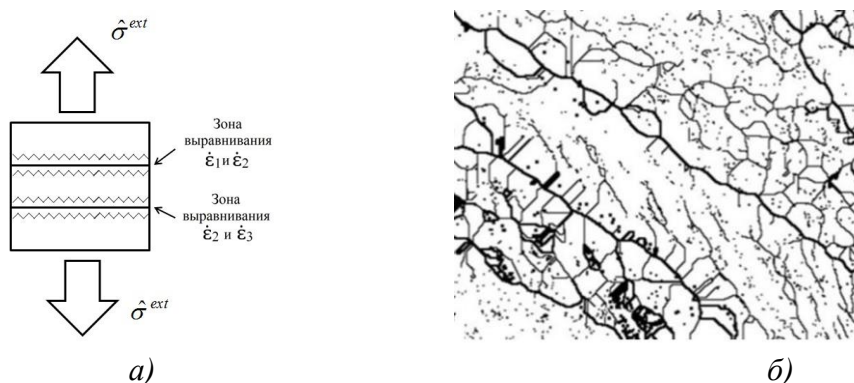


Рис. 3. Процесс подстройки структуры в пластических материалах а) схематичное представление процесса выравнивания скорости деформации б) экспериментально полученная фрагментированная структура железа

Стоит отметить, что в случае, когда в зерне присутствуют процессы аккомодационных перестроек дислокационной структуры будет наблюдаться выравнивание скорости не всего зерна как целого, а только лишь прилегающих областей (рис 3а). Эта выравнивание пойдет слоями от границ зерен к его центру и как результат будет возникать фрагментированная структура, распространяющаяся от границ в объем зерен, что и наблюдается в эксперименте (рис. 3б) [3].

Работа поддержана РФФИ, проект №18-33-00195 мол_a

Литература

1. Рыбин В.В. Большие пластические деформации и разрушение металлов. М.: Металлургия, 1986. 224 с.
2. Золоторевский Н.Ю., Рыбин В.В. Фрагментация и текстуробразование при деформации металлических материалов. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2014. 208 с.
3. В.В. Рыбин, В. Н. Перевезенцев, С.В. Кириков. Формирование оборванных дислокационных границ деформационного происхождения на фасетированных границах зерен // Физика металлов и металловедение, 2018, т.119, №5, с.444–452
4. С. В. Кириков, В. Н. Перевезенцев, К расчету упругих напряжений от мезодефектов, формирующихся на границах зерен при пластической деформации поликристаллов // Проблемы прочности и пластичности, т.81, №2, (2019), с. 212 – 221.
5. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М., В 10-ти т. Т VII. Теория упругости. М.:Наука, 1987. 248 с.
6. Сарафанов Г.Ф., Перевезенцев В.Н. // Деформация и разрушения материалов. Т.2. 2016, С. 2–7.

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ СЛОИСТЫХ КОМПОЗИТНЫХ СТРУКТУР С
КРИВОЛИНЕЙНЫМИ ВОЛОКНАМИ¹**
DESIGN OF LAYERED COMPOSITE STRUCTURES WITH CURVED FIBERS

Малахов¹ А.В. – н.с., **Тянь² С.** – д.т.н., зам. директора

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

²Университет Сиань Цзяотун

e-mail: anmaviko@gmail.com (Малахов А.В.)

Abstract. This paper considers the design of layered composite structures, which consist of both unidirectional layers and layers with curved fibers. The initial failure is evaluated in these layered composites, where various sequential stacking of layers is applied.

Key words: composite materials, variable stiffness, strength.

Аннотация. В работе рассматривается проектирование слоистых композитных структур, которые состоят как из однонаправленных слоёв так и из слоёв с криволинейными волокнами. Оценивается начало разрушения в данных слоистых композитах, где применяются различные последовательные укладки слоёв.

Ключевые слова: композитные материалы, переменная жёсткость, прочность.

Композитные материалы применяются в различных отраслях промышленности из-за своих уникальных свойств таких как, например, высокая удельная прочность. Обычно композиты используются в слоистых структурах, где каждый слой с однонаправленными волокнами может варьироваться как по углу укладки так и по толщине в зависимости от действующих нагрузок. Такие композитные структуры могут быть оптимизированы, если в конструктивном элементе действуют однородные поля напряжений. Однако, наличие геометрических неоднородностей (отверстий, выточек и т.д.) в конструктивных элементах приводит к возникновению в них градиентных полей напряжений, и в этом случае уже не удастся оптимизировать стандартным образом слоистые композитные структуры за счёт изменения углов и толщин слоёв с однонаправленными волокнами.

Для повышения эффективности композитных структур предлагается перейти от однонаправленного армирования к криволинейному, как это реализовано в древесине, где искривленные волокна в стволе дерева огибают ветку. Различные способы армирования были использованы, чтобы спроектировать композитные структуры с криволинейным армированием. В работах [1,2] применялись параллельные криволинейные траектории для моделирования композитных структур переменной жёсткости, а в [3-5] предлагалось располагать волокна вдоль линий главных напряжений. Помимо этого траектории волокон можно размещать в направлении силовых линий, как это было сделано в [6]. В этих работах было продемонстрировано повышение эффективности композитных структур от перехода с однонаправленного армирования на криволинейное.

В данной работе был смоделирован слой с криволинейным армированием для пластины с отверстием с помощью метода конечных элементов, где каждому элементу присваивался свой ортотропный материал в зависимости от расположения криволинейных траекторий волокон. Ориентация волокон была выравнена в направлении максимального главного напряжения, а изменение расстояния между траекториями волокон моделировалось за счёт изменения объёмной доли волокон. Свойства материала в каждом элементе изменялись в соответствии с изменением объёмной доли волокон. Таким образом, для моделирования слоя с криволинейными волокнами использовались переменные распределения ориентации и объёмной доли волокон.

Различные слоистые композитные структуры были смоделированы с применением данного слоя с криволинейными волокнами. Укладки этих композитных структур

¹ Работа поддержана РФФИ, проекты № 18-08-00372 и 18-58-53020

приведены в Таблице 1. Для моделирования слоистых структур были использованы трехмерные конечные элементы, и каждый слой проектировался определённым набором элементов. После применения граничных условий, которые соответствовали испытанию на растяжения, были получены поля напряжений. На их основе рассчитывалось начало разрушения композита, где критерием разрушения был критерий Хашина [7]. Как видно из результатов, добавление прямолинейных волокон с углами ориентации ± 45 и 90 не приводит к увеличению нагрузки, при которой увеличивается начало разрушения композита. Таким образом, для пластины с отверстием не целесообразно добавлять дополнительно слои с углами ориентации ± 45 и 90 к слою с криволинейными волокнами, так как при этом уменьшается ещё предельная нагрузка пластины из-за низких свойств слоёв ± 45 и 90 в направлении нагрузки 0 .

Табл. 1. Начальные разрушения и предельные нагрузки для различных укладок

Укладка слоистых композитов	Начало разрушения (МПа)
$[\pm 45/0/90]_s$	126
$[\pm 45/C/90]_s$	204
$[0/90/0]_s$	165
$[C/90/C]_s$	444
$[0/45/0_2/-45/0]_s$	155
$[C/45/C_2/-45/C]_s$	529
$[0]$	229
$[C]$	764

Работа поддержана РФФИ, проекты №18-08-00372 и 18-58-53020

Литература

1. Gürdal Z., Olmedo R. In-plane response of laminates with spatially varying fiber orientations: variable stiffness concept. *AIAA J.* 31, 751–758 (1993)
2. Lemaire E., Zein S., Bruyneel M. Optimization of composite structures with curved fiber trajectories. *Compos. Struct.* 131, 895–904 (2015)
3. Hyer M.W., Charette R.F. Use of curvilinear fiber format in composite structure design. *AIAA J.* 29, 1011–1015 (1991)
4. Malakhov A.V., Polilov A.N. Design of composite structures reinforced curvilinear fibres using FEM. *Compos. Part A-Appl. S.* 87, 23–28 (2016)
5. Zhang H., Yang D., Sheng Y. Performance-driven 3D printing of continuous curved carbon fibre reinforced polymer composites: A preliminary numerical study. *Compos. Part B-Eng.* 151, 256–264 (2018)
6. Tosh M.W., Kelly D.W. On the design, manufacture and testing of trajectorial fibre steering for carbon fibre composite laminates. *Compos. Part A-Appl. S.* 31, 1047–1060 (2000)
7. Hashin Z. Failure criteria for unidirectional fiber composites. *J. Appl. Mech.* 47, 329–334 (1980)

ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОМПОЗИТНЫХ СТРУКТУР ПЕРЕМЕННОЙ ЖЁСТКОСТИ С ПОМОЩЬЮ КРИВОЛИНЕЙНЫХ ВОЛОКОН¹

DESIGN OF VARIABLE STIFFNESS COMPOSITE STRUCTURES BY MEANS OF CURVED FIBERS

Малахов¹ А.В. – н.с., Тянь² С. – д.т.н., зам. директора

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

²Университет Сиань Цзяотун

e-mail: anmaviko@gmail.com (Малахов А.В.)

Abstract. The effect of the transition in composite materials from a unidirectional reinforcement structure to a curvilinear one is considered, and this effect is analyzed for a plate with a hole under tensile loading. It is shown that due to changes in the reinforcement structure and the transition from straight fibers to curved fibers, it is possible to increase the bearing capacity of composite structures.

Key words: composite materials, stress concentration, variable stiffness.

Аннотация. В работе рассматривается влияние перехода в композитных материалах с однонаправленной структуры армирования на криволинейную, и данный эффект анализируется для пластины с отверстием, которая находится под действием одноосной растягивающей нагрузкой. Показано, что за счёт изменения структуры армирования и перехода с прямолинейных волокон на криволинейные удастся увеличить несущую способность композитных структур.

Ключевые слова: композитные материалы, концентрация напряжений, переменная жёсткость.

Композитные материалы обладают высокой удельной прочностью, благодаря которой получили широкое распространение в различных отраслях промышленности. Однако, из-за наличия конструктивных элементов (отверстия, выточки и т.д.) эффективность композитов значительно снижается вследствие не оптимального их армирования, а именно, использования однонаправленных слоёв в слоистых композитных структурах.

Наличие криволинейного армирования в природных материалах, например, в древесине, где волокна ствола дерева огибают ветку, показывает, что переход с прямолинейного армирования на криволинейное может привести к значительным улучшениям эффективности композитных структур. Данная работа нацелена на то, чтобы оценить такой переход и дать ответ на вопрос какая же эффективность такого перехода может быть достигнута за счёт изменения структуры армирования. Для этой задачи была рассмотрена пластина с отверстием, к которой прикладывалась одноосная растягивающая нагрузка. Из-за симметрии граничных условий и материала была смоделирована только четверть пластины. Создание модели пластины и анализ её напряженно-деформированного состояния выполнялось с помощью метода конечных элементов. Криволинейные траектории волокон в пластине моделировались вдоль линий максимальных главных напряжений. На основе таких траекторий проектировалась композитная структура, в которой каждому элементу назначался свой собственный ортотропный материал в зависимости от распределения траекторий волокон. Ориентация волокон в элементах была направлена вдоль максимального главного напряжения, а изменение между траекториями волокон моделировалось с использованием переменной объемной доли волокон. Свойства углепластика IM7/8552 были использованы для проектирования пластины.

¹ Работа поддержана РФФИ, проекты № 18-08-00372 и 18-58-53020

Расчёт предельной нагрузки для пластины с отверстием был выполнен с помощью метода деградации свойств материала. Данный метод расчёта на прочность описан в [1]. Начало разрушения вычисляется с использованием критерия Хашина [2], а коэффициенты для деградации свойств материала взяты из [3,4]. Было принято, что все пределы прочности не изменяются при варьировании объёмной доли волокон, кроме предела прочности на растяжения, который изменяется в соответствии с [5].

В результате были смоделированы траектории волокон для композитной структуры переменной жёсткости (КСПЖ) (Рис. 1а), а также спроектирована пластина с отверстием из однонаправленного композита (Рис. 1б) для оценки эффективности данных структур. После моделирования прогрессирующего разрушения были построены диаграммы напряжения-перемещения для этих композитных структур (Рис. 1в). Показано, что переход в композитных материалах с однонаправленного армирования на криволинейное может обеспечить прирост предельной нагрузки в перфорированных элементах на 25%. Таким образом, изменение структуры армирования приводит увеличению эффективности композитных материалов, что благоприятно может отразиться на их прочности в различных конструктивных элементах, предназначенных для автомобильной, аэрокосмической и других отраслях промышленности.

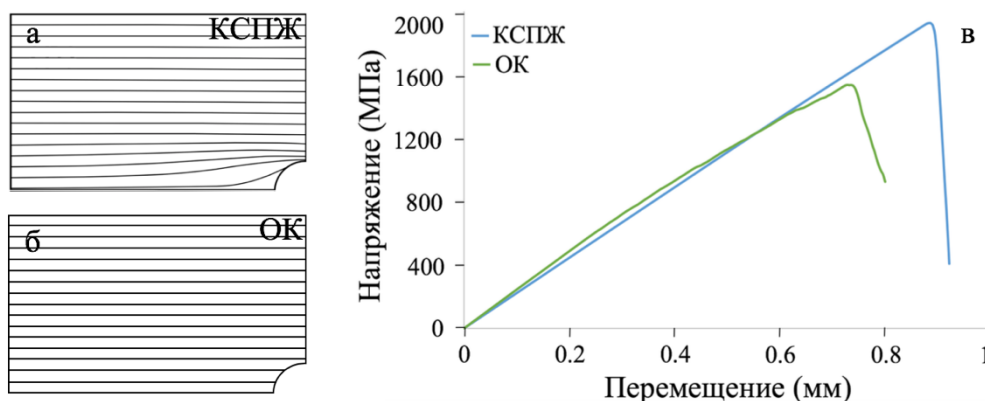


Рис.1. Траектории волокон пластины с отверстием из композитной структуры переменной жёсткости (а) и однонаправленного композита (б). Диаграмма напряжения-перемещения для КСПЖ и ОК (в)

Работа поддержана РФФИ, проекты №18-08-00372 и 18-58-53020

Литература

1. Camanho P.P., Matthews F.L. A progressive damage model for mechanically fastened joints in composite laminates. *J. Compos. Mater.* 33, 2248–2280 (1999)
2. Hashin Z. Failure criteria for unidirectional fiber composites. *J. Appl. Mech.* 47, 329–334 (1980)
3. Tan S.C. A progressive failure model for composite laminates containing openings. *J. Compos. Mater.* 25, 556–577 (1991)
4. Tan S.C., Perez J. Progressive failure of laminated composites with a hole under compressive loading. *J. Reinf. Plast. Comp.* 12, 1043–1057 (1993)
5. Lee C., Hwang W. Modified rule of mixtures for prediction of tensile strength of unidirectional fiber-reinforced composites. *J. Mater. Sci. Lett.* 17, 1601–1603 (1998)

АВТОМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРАЕКТОРИИ УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ В ПЛОСКИХ КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫХ МОДЕЛЯХ
AUTOMATIC PREDICTION OF THE FATIGUE CRACK TRAJECTORY IN PLANE FINITE-ELEMENT MODELS

Матросова Е.А. – магистрант, инженер-конструктор, **Сергиенко В.В.** – магистрант, инженер-конструктор, **Егоров Г.П.** – к.ф.-м.н., начальник бригады, **Садиков Д.А.** – к.т.н., заместитель начальника отдела
ПАО «Корпорация «Иркут»
elenalekcandrovna@mail.ru

Abstract. A module for automatical determining the growth path of a fatigue crack in a plane finite element model in the Ansys APDL software package was developed. The crack growth is modeled by exclusion from the active set of elements in the direction determined by the criterion of the maximum energy flux to the crack tip, and does not require georeferencing, as well as rebuilding the mesh at each step. At each step, the module determines the parameters of fracture mechanics, such as stress intensity factors and J-integral.

Key words: crack, crack trajectory, FEM, J-integral, stress intensity factor (SIF).

Аннотация. Разработан модуль автоматического определения траектории роста усталостной трещины в плоской конечно-элементной модели в программном комплексе Ansys APDL. Рост трещины моделируется исключением из активного набора элементов в направлении, определенном по критерию максимума потока энергии в вершину трещины. На каждом шаге с помощью модуля определяются параметры механики разрушения, такие как коэффициент интенсивности напряжений и J-интеграл.

Ключевые слова: трещина, траектория трещины, МКЭ, J-интеграл, коэффициент интенсивности напряжений (КИН).

Описание алгоритма автоматического модуля

С помощью оболочечного конечного элемента (КЭ) моделируются многие тонкостенные детали планера самолета, в которых при приложении нагрузок типового полета возможно возникновение трещин с криволинейной траекторией развития. Данный модуль разработан с целью автоматизации и повышения точности выполняемых расчетов на живучесть, а также для эффективного проектирования новых конструкций с торможением и контролируемым поворотом трещин, что повлечет за собой снижение затрат на регламентные работы по осмотрам конструкции и обеспечит нормативные требования по допустимости повреждений. На первом этапе разработки модуль может использоваться для расчета моделей только из плоских элементов, что является базой для адаптации модуля к решению пространственных задач.

Исходными данными для работы модуля являются плоская КЭ модель и вектор, задающий длину и начальное направление трещины. На каждом шаге роста трещины с помощью специальной подпрограммы формируется вектор приращения фронта трещины и определяются соответствующие ему элементы, подлежащие исключению из КЭ модели. Затем происходит очередной статический расчет измененной КЭ модели.

На следующем этапе в системе координат вершины трещины создается несколько контуров интегрирования, по каждому из которых вычисляется величина потока энергии в вершину трещины (J-интеграл). В целях увеличения стабильности расчета полученные числовые значения J-интеграла на каждом контуре анализируются по заданной процедуре: отдельные экстремальные значения исключаются из рассмотрения, оставшиеся значения усредняются.

Каждый контур интегрирования на очередном шаге роста трещины проверяется на выход за пределы КЭ модели (рисунок 1б). В случае, когда большинство контуров (более

2-х) лежат внутри КЭ модели, происходит вычисление среднего значения J -интеграла, коэффициента интенсивности напряжений (КИН) и угла поворота трещины на текущем шаге при помощи критерия максимального потока в вершину трещины (3).

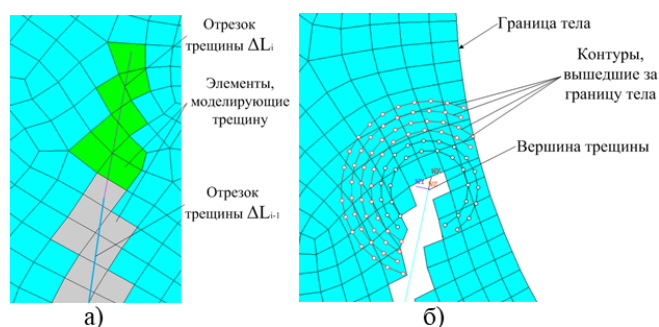


Рис.1. а) элементы, моделирующие трещину, б) контуры, вышедшие за пределы тела

Если вычисленный на очередном шаге угол отклонения траектории трещины оказался больше заданного максимально допустимого, происходит перерасчет данного шага с уменьшенной величиной приращения трещины.

Таким образом, в ходе работы комплекса формируется массив данных, содержащий сведения о величинах параметров механики разрушения, накопленной длине трещины, углах ее поворота на каждом шаге, а также координаты точек траектории, образованной отрезками трещины.

Определение параметров механики разрушения

Напряженно-деформированное состояние рассматриваемого тела считается известным из решения соответствующей упругой задачи с трещиной. J -интеграл представляет собой разность энергий тела до и после малого приращения трещины, которая расходуется на образование соответствующего приращения площади трещины, и определяется согласно [1] следующим образом:

$$J = \int_{\Omega} \left(W n_x ds - \sigma_{ij} n_j \frac{du_i}{dx} ds \right), \quad (1)$$

где Ω – контур интегрирования, W – удельная потенциальная энергия деформации в точке контура, n_j – нормаль к контуру, σ_{ij} , u_j – компоненты напряжения и перемещения в точке контура.

В случае двумерных трещин вектор потока энергии может быть разложен на проекции по осям x и y локальной системы координат (ЛСК), связанной с вершиной трещины, как показано на рисунке 2.

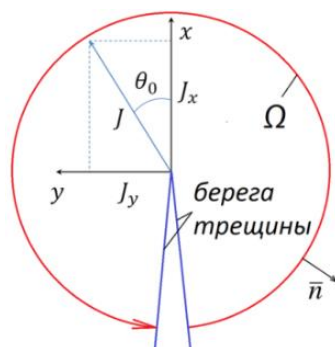


Рис.2. Локальная система координат, связанная с вершиной трещины

Согласно [1] и [2] проекции вектора потока энергии в вершину трещины можно определить по формулам:

$$\begin{aligned} J_x &= \sum_{i=1}^{N-1} W^{(i)} (y^{(i+1)} - y^{(i)}) - \sum_{i=1}^N \left(T_x^{(i)} \frac{\Delta UX_x^{(i)}}{\Delta x} + T_y^{(i)} \frac{\Delta UX_y^{(i)}}{\Delta x} \right) (S^{(i+1)} - S^{(i)}) \\ J_y &= \sum_{i=1}^{N-1} W^{(i)} (x^{(i+1)} - x^{(i)}) - \sum_{i=1}^N \left(T_x^{(i)} \frac{\Delta UY_x^{(i)}}{\Delta y} + T_y^{(i)} \frac{\Delta UY_y^{(i)}}{\Delta y} \right) (S^{(i+1)} - S^{(i)}) \end{aligned} \quad (2)$$

где i – номер точки на контуре интегрирования, N – количество точек на контуре интегрирования, $y^{(i)}$ и $x^{(i)}$ – координаты точки в ЛСК, $T_x^{(i)} = \sigma_x^{(i)} n_x^{(i)} + \tau_{xy}^{(i)} n_y^{(i)}$ – проекция вектора напряжений на ось x , $T_y^{(i)} = \tau_{xy}^{(i)} n_x^{(i)} + \sigma_y^{(i)} n_y^{(i)}$ – проекция вектора напряжений на ось y , $\Delta UX_x^{(i)}$ и $\Delta UX_y^{(i)}$ – изменение перемещений при сдвиге контура интегрирования с $-\Delta x/2$ до $\Delta x/2$, $\Delta UY_x^{(i)}$ и $\Delta UY_y^{(i)}$ – изменение перемещений при сдвиге контура интегрирования с $-\Delta y/2$ до $\Delta y/2$, $S^{(i)}$ – координата по длине контура интегрирования.

В соответствии с выбранным критерием трещина будет расти в направлении максимального потока энергии в ее вершину, что позволяет определить угол поворота на каждом шаге приращения длины трещины как арктангенс отношения проекций полного вектора потока энергии:

$$\theta_o = \arctg \left(\frac{J_y}{J_x} \right) \quad (3)$$

КИН являются основной инженерной характеристикой механики разрушения, так как именно по этому параметру экспериментально определяются такие характеристики материалов, как скорость роста усталостной трещины, параметры трещиностойкости и др. Согласно [1] в случае плоского напряженного состояния КИН можно определить из следующих соотношений:

$$\begin{aligned} K_I &= \frac{\sqrt{E}}{2} (\sqrt{J_x - J_y} + \sqrt{J_x + J_y}) \\ K_{II} &= \frac{\sqrt{E}}{2} (\sqrt{J_x - J_y} - \sqrt{J_x + J_y}) \end{aligned} \quad (4)$$

Результаты работы модуля

Верификация модуля проводилась на стандартных задачах, аналитические решения [3] которых известны, а также на основе эксперимента, описанного в [4]. Погрешность вычисления КИН с помощью разработанного модуля относительно аналитических решений не превышает 3%.

На рисунке 3а представлен экспериментальный образец из [4], оранжевой линией выделена траектория роста трещины. Размеры образца приведены на рисунке 3, величина прикладываемого усилия $P = 1,33 \text{ кН}$, модуль Юнга $E = 71\,700 \text{ МПа}$, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$, начальная трещина 18 мм.

Также на рисунках 3б), в) показаны результаты численного расчета модели образца, приведенные в [4] и полученные с помощью разработанного модуля. Как видно из рисунка, обе расчетные траектории весьма близки к экспериментальной, а их локальные отличия объясняются разными подходами, используемыми при расчете.

В процессе разработки модуля проведено исследование его чувствительности к качеству КЭ сетки. Проведенное исследование показало, что использование неструктурированной КЭ сетки не влияет на результаты и точность расчета. Это является

особым преимуществом комплекса, так как зачастую сложные КЭ модели, используемые для статического расчета, имеют неструктурированную КЭ сетку, и ее перестроение на структурированную в зоне предполагаемого развития трещины требует дополнительных (иногда весьма существенных) временных затрат.

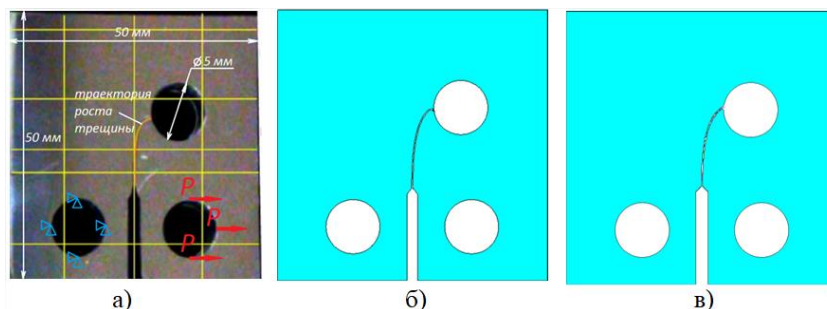


Рис.3. а) экспериментальный образец, б) результат расчета, приведенный в [4], в) результат расчета при помощи разработанного модуля

Для валидации решения проведен расчет с использованием встроенной в ANSYS APDL процедуры CINT, позволяющей определять параметры механики разрушения, но требующей наличия геометрии модели и перестроения КЭ сетки на каждом шаге роста трещины. На рисунке 4 представлены графики, демонстрирующие удовлетворительное совпадение траекторий и КИН на каждом шаге.

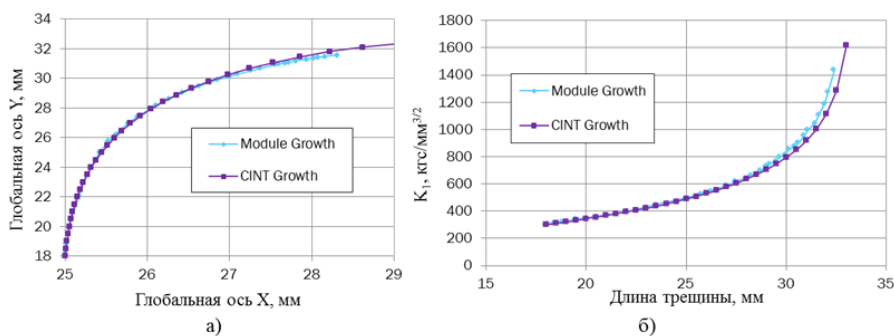


Рис.4. а) траектория роста трещины, б) КИН I

Заключение

Таким образом, продемонстрировано хорошее совпадение результатов, полученных с помощью разработанного модуля и с использованием встроенной в ANSYS APDL процедуры. Подтверждена возможность применения разработанного модуля для автоматизации решения в 2D КЭ постановке задач по определению траектории развития усталостных трещин и соответствующих параметров механики разрушения на каждом шаге роста трещин. При этом в отличие от встроенной процедуры ANSYS APDL, модуль не требует привязки КЭ сетки к геометрии тела и не требует перестроения КЭ сетки на каждом шаге приращения длины трещины, что позволяет проводить расчеты на уже разработанных КЭ моделях и автоматизировать процесс расчета даже в случае сложных моделей с большим количеством элементов.

Литература

1. Морозов Е.М., Никишков Г.П. Метод конечных элементов в механике разрушения. Изд. 2-е, испр. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 256 с.
2. Морозов Е.М., Муйземнек А.Ю., Шадский А.С. ANSYS в руках инженера: Механика разрушения. Изд. стереотип. – М.: ЛЕНАНД, 2018. – 456 с.
3. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений: В 2-х т. Т.1; Пер. с англ./ Под ред. Ю. Мураками. – М.: Мир, 1990. – 448 с.
4. Lars Damkilde, Søren Heide Lambertsen. Numerical Analysis of Crack Propagation and Lifetime Estimation //Master Thesis, Aalborg University Esbjerg, 2015. – 84 с.

ВЛИЯНИЕ УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ ФЕРРОМАГНЕТИКОВ НА ЧАСТНЫЕ ПЕТЛИ МАГНИТНОГО ГИСТЕРЕЗИСА

THE EFFECT OF ELASTIC-PLASTIC DEFORMATION OF FERROMAGNETIC MATERIALS ON MINOR HYSTERESIS LOOPS

Мушников А.Н. – м.н.с., Горулева Л.С. – м.н.с., Горкунов Э.С. – д.т.н., г.н.с.,
Задворкин С.М. – к.ф.-м.н., зав. лаб.

Институт машиноведения УрО РАН, Екатеринбург

mushnikov@imach.uran.ru

Abstract. The effect of elastic and plastic deformations of ferromagnetic materials on the magnetic permeability and the value of the Rayleigh coefficient, which determines the shape of private hysteresis loops in weak magnetic fields, is experimentally studied. Materials for research are iron, nickel and structural steel 15KhN4D. Besides of the symmetric minor hysteresis loops, which obtained from the demagnetized state, asymmetric minor loops starting on the major hysteresis loop from the residual magnetized state are considered in the paper.

Key words: stress, strain, magnetic hysteresis, Rayleigh coefficient.

Аннотация. В работе экспериментально изучено влияние упругих и пластических деформаций ферромагнитных материалов на магнитную проницаемость и величину коэффициента Рэлея, который определяет форму частных петель гистерезиса в слабых магнитных полях. В качестве материалов для исследований служили АРМКО-железо, никель и конструкционная сталь 15ХН4Д. Помимо симметричных частных петель гистерезиса, полученных из статически размагниченного состояния, в работе изучены параметры несимметричных петель, полученных из остаточного намагниченного состояния.

Ключевые слова: механические напряжения, деформация, магнитный гистерезис, коэффициент Рэлея.

Для описания начальной кривой намагничивания и симметричной петли гистерезиса в слабых магнитных полях традиционно используют закон Рэлея [1], согласно которому начальный участок кривой намагничивания записывается в виде

$$M(H) = \chi_{init} H + bH^2, \quad (1)$$

здесь M – намагниченность, H – поле, χ_{init} – начальная восприимчивость, b – коэффициент Рэлея. Восходящая и нисходящая ветви частной петли гистерезиса при изменении поля в диапазоне от $-H_{max}$ до $+H_{max}$ (при условии, что H_{max} много меньше коэрцитивной силы материала) могут быть описаны выражением

$$M(H) = (\chi_{init} + bH_{max})H \pm \frac{b}{2}(H_{max}^2 - H^2). \quad (2)$$

Однако на практике не всегда имеется возможность привести контролируемый объект в размагниченное состояние. Поэтому в методах магнитной структуроскопии ферромагнитных материалов широко распространены подходы, связанные с перемагничиванием контролируемых изделий по кривым возврата [2], которые представляют собой восходящие ветви несимметричных частных петель магнитного гистерезиса, начинающихся от какого-либо состояния “поле-намагниченность” на нисходящей ветви предельной петли. В [3] показана справедливость рэлеевской зависимости для кривой возврата поликристаллических ферромагнетиков, если она начинается в поле, не превосходящем релаксационную коэрцитивную силу. При этом

коэффициент Рэлея имеет максимальное значение при нулевой исходной намагниченности и монотонно уменьшается в случае увеличения исходной намагниченности, независимо от величины внешнего поля. Кривая возврата фактически является восходящей ветвью (или ее частью) несимметричной частной петли гистерезиса.

Идея использования различных параметров частных петель гистерезиса, в том числе коэффициента Рэлея, в целях структуроскопии и неразрушающего контроля не нова. Так, например, в [4] показана возможность контроля качества термической обработки (заковки с отпуском) стали 34ХН3М по величине этого параметра. В [5] сделан вывод о том, что для низкоуглеродистых сталей коэффициент Рэлея имеет более высокую чувствительность к одноосным растягивающим и сжимающим напряжениям по сравнению с другими интегральными гистерезисными параметрами. Однако, как и коэрцитивная сила, он может иметь экстремум в упругой области растяжения, что затрудняет использование этого параметра для оценки напряженно-деформированного состояния. Ранее было показано [6, 7] различие в изменениях гистерезисных свойств предельных и частных петель для сталей 15ХН4Д и 11ХН3Д. Например, при растяжении коэрцитивная сила по предельной петле возрастает, а по частному циклу в слабых полях – убывает. Это обусловлено разными механизмами формирования гистерезиса: при намагничивании в полях, превышающих коэрцитивную силу, происходит необратимое смещение большей части доменных стенок. В слабых полях необратимым смещениям подвержена лишь небольшая часть доменных границ, и гистерезис обусловлен рассеянием энергии при упругом смещении доменных стенок, критические поля для которых больше прикладываемого магнитного поля. Поэтому исследование частных циклов магнитного гистерезиса может быть перспективным с точки зрения определения параметра, монотонно изменяющегося с увеличением напряжений.

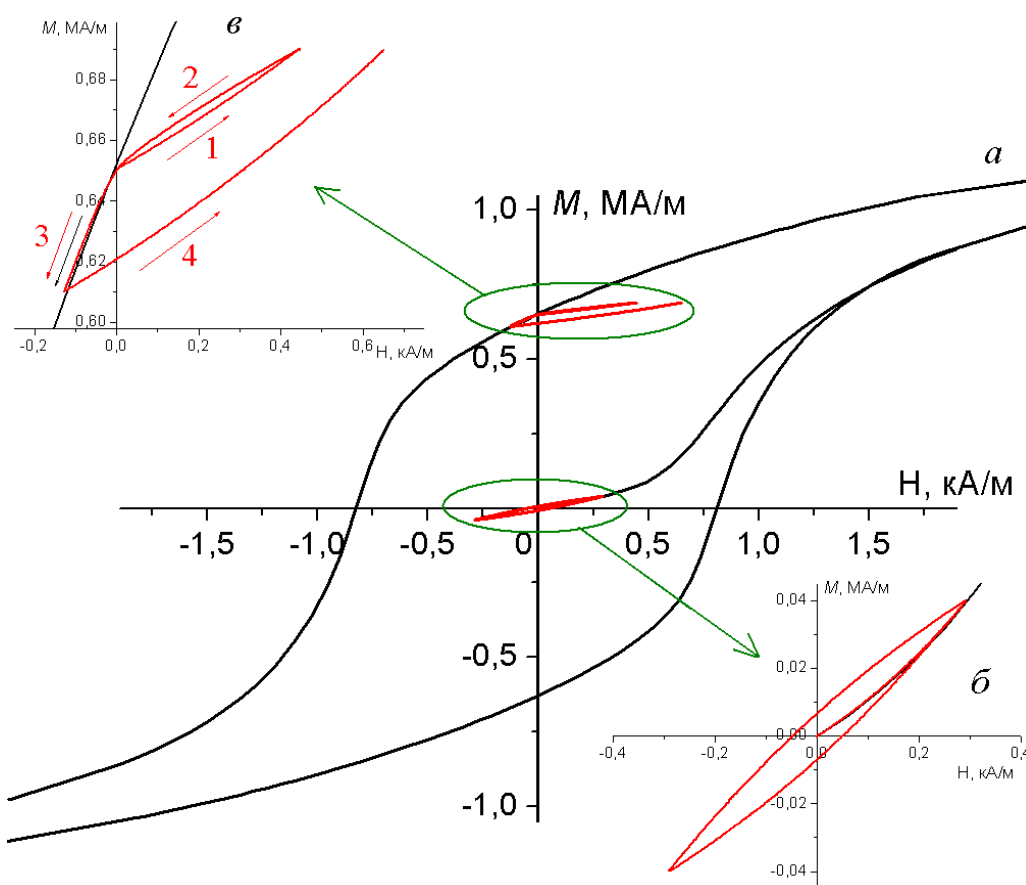


Рис.1. Петли магнитного гистерезиса (а – предельная, б – частная из размагниченного состояния, в – частная из состояния остаточного намагничивания)

В целях выбора наиболее информативных параметров для оценки напряженно-деформированного состояния в настоящей работе рассмотрены 3 материала с разными магнестрикциями и, соответственно, разным характером изменения петель гистерезиса при деформировании: АРМКО-железо, никель, конструкционная сталь 15ХН4Д. Для каждого из материалов экспериментально получены предельные и частные петли магнитного гистерезиса в условиях действия упругих растягивающих и сжимающих нагрузок, а также при пластическом деформировании (под нагрузкой и после снятия нагрузки). Известно [8], что возникающие в результате пластической деформации остаточные напряжения оказывают значительное влияние на магнитные свойства сталей. Поэтому для пластически деформированных образцов рентгеноструктурными методами определены остаточные напряжения и проверена их взаимосвязь с измеренными магнитными характеристиками.

Для определения магнитных характеристик на каждом этапе нагружения были измерены предельные петли гистерезиса (рис. 1а), симметричные частные петли, полученные из статически размагниченного состояния (рис. 1б), а также частные петли, начинающиеся на предельной петле из остаточно намагниченного состояния (рис. 1в). Частные петли измеряли в полях, ограничивающих изменение индукции $\pm 0,05$ Тл от начального состояния. Изменение намагниченности на участках 1, 2, 4 на рис. 1в связано преимущественно с обратимым смещением доменных границ и подчиняется закону Рэлея. При этом коэффициент Рэлея, отвечающий за необратимую составляющую, на порядок меньше, чем для петли из размагниченного состояния. В то же время изменения намагниченности на участке 3 связаны в большей степени с необратимыми смещениями доменных границ (отношение остаточной намагниченности к максимальной превышает 70%). Следует отметить, что магнитная проницаемость на восходящих участках (1 и 4) петли, изображенной на рис. 1в примерно в полтора раза меньше начальной магнитной проницаемости материала.

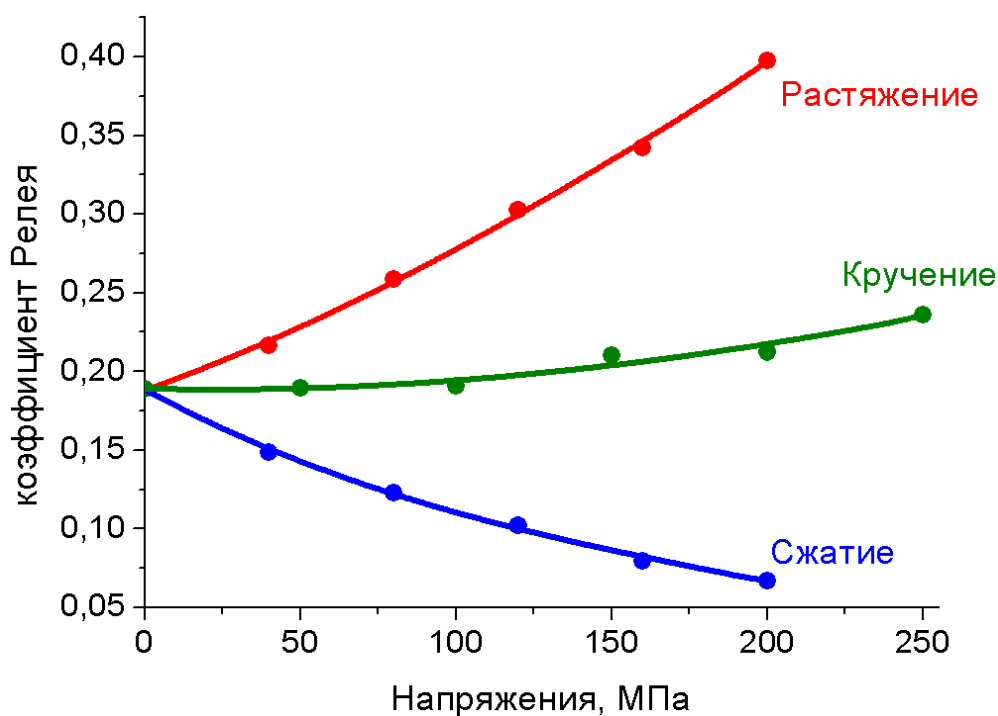


Рис.2. Зависимость коэффициента Рэлея от напряжений для стали 15ХН4Д

В качестве примера на рис. 2 показано, как изменяется коэффициент Рэлея стали 15ХН4Д под действием упругих напряжений при различных видах нагружения. Наибольшие изменения характеристики наблюдаются при перемагничивании соосно с

направлением деформирования. Относительные изменения коэффициента Рэлея при одноосном растяжении и сжатии значительно превосходят относительные изменения коэрцитивной силы, что делает этот параметр перспективным для целей оценки напряженного состояния. Аналогичный вывод был сделан для АРМКО-железа.

Вследствие того, что возникающие при кручении напряжения не соосны с вектором намагничивающего поля, они в большей степени приводят к изменению направления вектора суммарной намагниченности, чем к изменению его величины. Поэтому форма петли и, соответственно, коэффициент Рэлея изменяется незначительно.

Установлена высокая корреляция (коэффициент корреляции 0,93) между величиной остаточных напряжений и отношением обратимой проницаемости в остаточном намагниченном состоянии к начальной проницаемости в размагниченном состоянии. Кроме того показано, что отношение обратимой проницаемости к начальной проницаемости может быть использовано и в качестве индикатора действующих напряжений.

Литература

1. Матюк В.Ф. Математические модели кривой намагничивания и петель магнитного гистерезиса. Часть I. Анализ моделей / В.Ф. Матюк, А.А. Осипов // *Неразрушающий контроль и диагностика*. – 2011. – № 2. – С. 3-35.
2. Щербинин В.Е. Магнитные методы структурного анализа и неразрушающего контроля / В.Е. Щербинин, Э.С. Горкунов. – Екатеринбург: Изд. УрО РАН, 1996. – 266 с.
3. Костин В.Н. О некоторых закономерностях необратимого изменения намагниченности поликристаллических ферромагнетиков // *Дефектоскопия*. – 2004. – № 1. – С. 29-38.
4. Горкунов Э.С. О потерях на перемагничивание в слабых полях // *Физика металлов и их соединений*. – 1974. – № 1. – С. 196-201.
5. Костин В.Н. Необратимые изменения намагниченности как индикаторы напряженно-деформированного состояния ферромагнитных объектов / В.Н. Костин, Т.П. Царькова, А.П. Ничипурук, В.Е. Лоскутов, В.В. Лопатин, К.В. Костин // *Дефектоскопия*. – 2009. – № 11. – С. 54-67.
6. Горкунов Э.С. Влияние упругой деформации сжатием, растяжением, кручением на распределение критических магнитных полей в стали 15ХН4Д / Э.С. Горкунов, Е.И. Якушенко, С.М. Задворкин, А.Н. Мушников, Е.В. Мельникова // *Дефектоскопия*. – 2010. – С. 3-13.
7. Горкунов Э.С. Влияние упругих деформаций на магнитные характеристики хромоникелевых сталей / Э.С. Горкунов, Е.И. Якушенко, С.М. Задворкин, А.Н. Мушников // *Физика металлов и металловедение*. – 2015. – Т. 116. – № 2. – С. 156-164.
8. Корзунин Г.С. Контроль величины остаточных напряжений в электротехнической анизотропной стали / Г.С. Корзунин, М.Л. Лобанов, Л.В. Лобанова // *Дефектоскопия*, – 2016. – №12. – С. 39-45.

**КОМБИНИРОВАННОЕ ВЛИЯНИЕ СЕЗОННЫХ ПРОЦЕССОВ
МНОГОЛЕТНЕМЕРЗЛЫХ ГРУНТОВ
НА НДС НЕФТЕПРОВОДА ПОДЗЕМНОЙ ПРОКЛАДКИ**
*COMBINED INFLUENCE OF SEASONAL PROCESSES OF PERMAFROST
SOILS ON THE SSS OF AN OIL PIPELINE OF AN UNDERGROUND LAYING*

Наумов О.В. – м.н.с., **Москвитин Г.В.** – д.т.н., проф.

ИМАШ РАН

naumov57.on@gmail.com

Abstract. The article deals with the modeling stress – strain state of the underground oil pipeline under the combined influence of the processes associated with seasonal changes in permafrost soils. The parameters of the stress – strain state and displacements arising from seasonal changes in the soil are determined.

Key words: main oil pipeline, permafrost grounds, stress – strain state.

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы моделирования НДС нефтепровода подземной прокладки при комбинированном воздействии процессов, связанных с сезонными изменениями в многолетнемерзлых грунтах. Определены параметры НДС и перемещений, возникающих при сезонных изменениях в грунте.

Ключевые слова: магистральный нефтепровод, многолетнемерзлые грунты, НДС.

Большое количество нефтепроводов расположены в климатической зоне, характеризующейся наличием многолетнемерзлых грунтов. Отличительной особенностью данного типа грунтов является наличие сезонных процессов замерзания и оттаивания почв (пучение, провалы и т.д.), каждый из которых, в том числе и комбинированно, отражается на работоспособности нефтепроводов [1,2].

Необходимость расчета НДС в условиях многофакторного нагружения в таких условиях обусловлена, прежде всего, особенностями прокладки и строительства подземных трубопроводов [3,4]. При проектировании участка закладывают предел прочности трубопровода с коэффициентом запаса. Однако проектный расчет не позволяет учесть возникающие комбинированные нагрузки, которые приводят к разрыву нефтепровода. Поэтому, проведение исследования по оценке воздействия процессов сезонного оттаивания и замерзания грунтов позволяет оценить наиболее опасные состояния нефтепровода и провести заблаговременно необходимые мероприятия.

В данной статье проведено моделирование НДС нефтепровода из стали марки S355JR (аналог 17Г1С) подземной прокладки (глубина залегания 1,5 метра) длиной 30 метров и диаметром 520 мм, толщиной стенки 10 мм в условиях многолетнемерзлого грунта, перекачивающего нефть под давлением 5 МПа, с температурой перекачиваемой нефти 25 °С и температурой внешней оболочки трубопровода – 0 °С. Выбор значения кручения основан на ранее проведенном исследовании [4] и составляет 50 Нм.

Моделирование было проведено в программном комплексе SolidWorks Simulation. Статический анализ выполнен с использованием метода конечных элементов. Для моделирования воздействия использовали схему зажатого участка в многолетнемерзлых грунтах с жестким защемлением с концов трубопровода (0 и 30 метров). Результаты моделирования приведены на рисунках 1 - 5 и таблице 1.

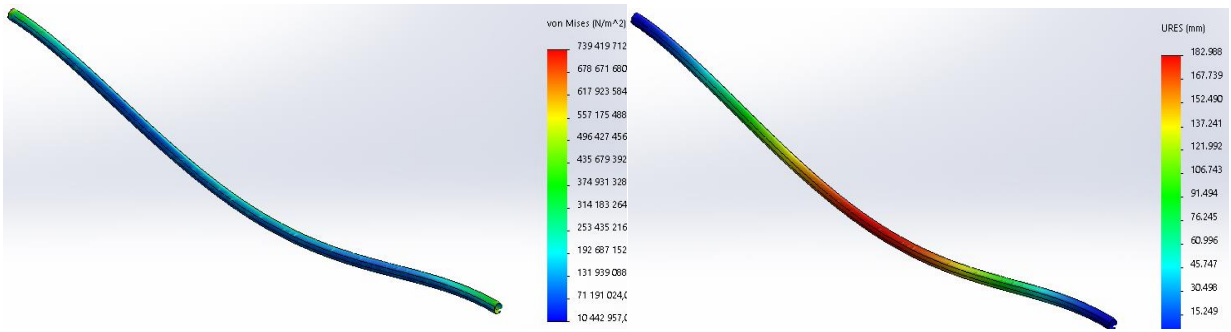


Рис. 1. НДС и перемещение при провале с пучением без кручения

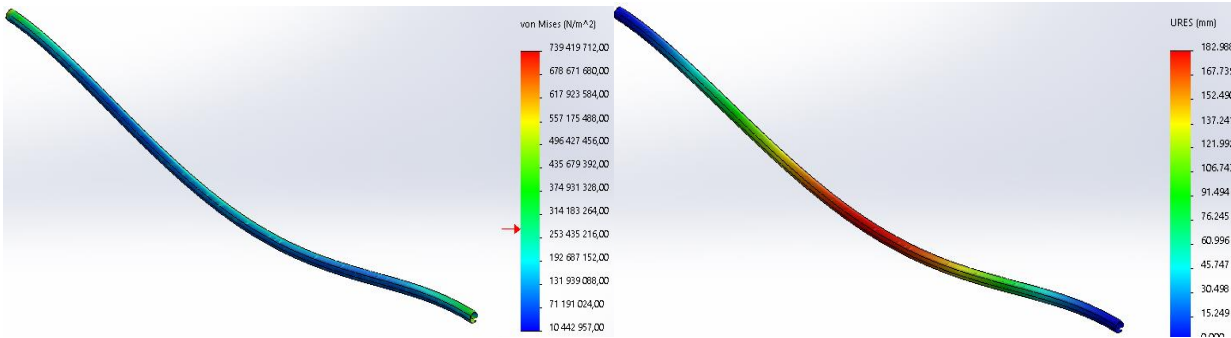


Рис. 2. НДС и перемещение при провале с пучением и кручением

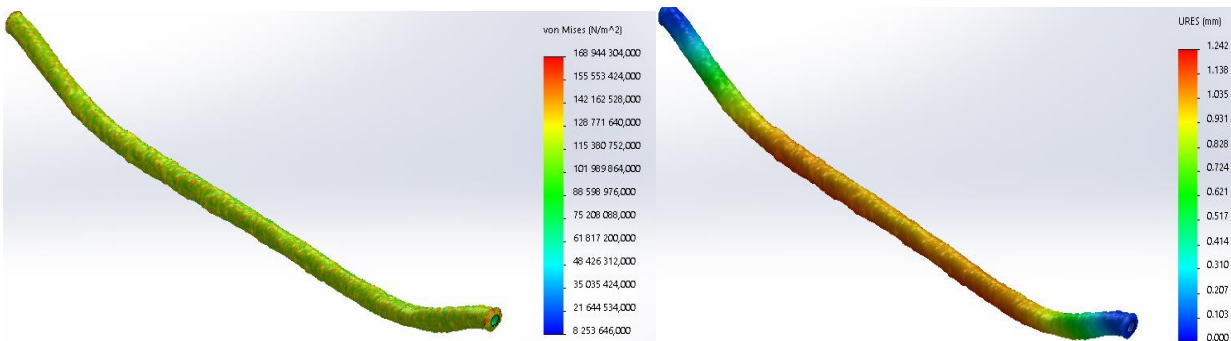


Рис. 3. НДС и перемещение при пучении с кручением

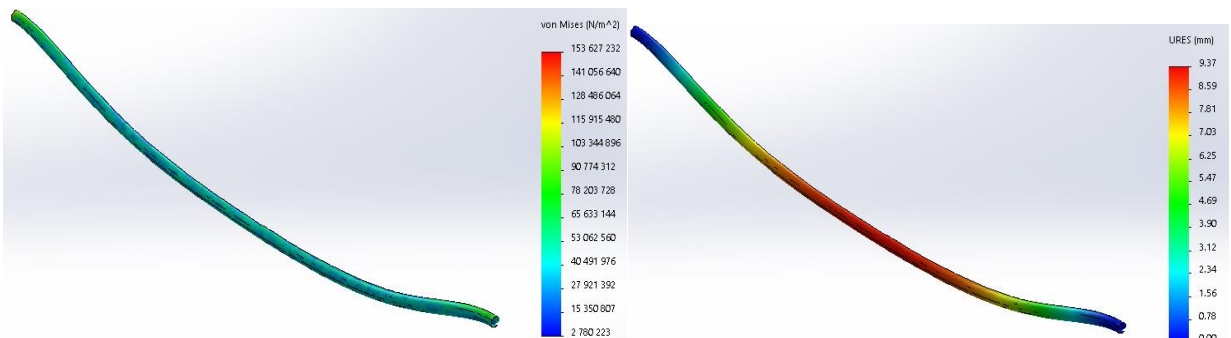


Рис. 4. НДС и перемещение при возникновении очагов пучения без кручения

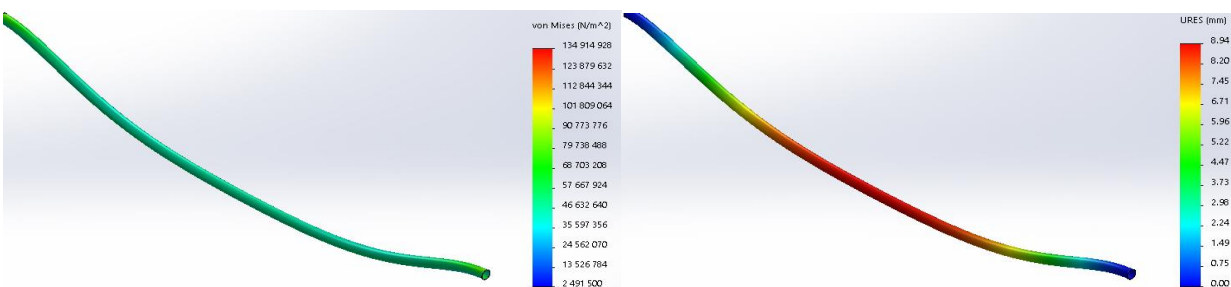


Рис. 5. НДС и перемещение возникновении очагов пучения с кручением
Таблица 1. Значение максимальных напряжений и перемещений

	Макс. напряжение, МПа	Перемещение, мм
Провал с пучением без кручения	374,9	181,81
Провал с пучением с кручением	390,3	182,91
Пучение с кручением	115,38	1,47
Очаги пучения без кручения	90,72	9,37
Очаги пучения с кручением	101,81	8,54

Наибольшее значение напряжения в стенке нефтепровода наблюдается при возникновении провала по трассе залегания, которое выше предела текучести стали S355JR (275 МПа), что позволяет судить о наличии остаточной пластической деформации. Перемещения между провалом с пучением и кручением, и пучением без кручения считаем равными, что позволяет судить о незначительном влиянии данной нагрузки (кручение) на нефтепровод по сравнению с воздействием провала.

Значения напряжений в стенках нефтепровода при комбинированном воздействии пучения и прочих процессов сезонного оттаивания - замерзания (без провала) ниже предела текучести, что соответствует допустимым нагрузкам, закладываемым на стадии проектирования. Перемещение при пучении незначительное (менее 1 см), по сравнению с комбинированным воздействием провала грунта. При возрастании очагов пучения не возникает напряжения, превышающего предел текучести. Возможное сочетание пучения с прочими процессами (не рассматриваемыми в статье) может привести к нарушению работоспособности нефтепровода.

Небольшие значения кручения (50 Нм) при комбинированном нагружении не приводят к существенному росту напряжения в стенке нефтепровода.

Результаты исследования позволяют сделать следующие выводы:

- влияние процессов сезонного изменения в многолетнемерзлых грунтах заставляет трубопровод изменять положение, относительно первоначального заложения;
- наибольшее напряжение в стенке нефтепровода и перемещение относительно геометрического положения в грунте вызвано провалом грунта при комбинированном нагружении;
- необходимость проведения работ по выбору надежного маршрута прокладки нефтепровода и стабилизации участка. При возникновении нескольких областей нагружения (в том числе очагов сезонного пучения), работоспособность объекта сохраняется. Воздействие провала с прочими процессами существенно сокращает время работы участка нефтепровода.
- необходимость контроля положения трубопровода (относительно первоначальной глубины заложения) и оборудования колодцев для отвода воды по трассе трубопровода в весенние и осенние сезоны.

Литература

1. Бородавкин П.П. Подземные магистральные трубопроводы // М.: Недра, 1982. – 276с.
2. Иванцов О.М., Харионовский В.И. Надежность магистральных трубопроводов // М.: Недра, 1978. 165 с.
3. Наумов О.В., Москвитин Г.В., Поляков А.Н., Пугачев М.С. Особенности эксплуатации трубопроводов подземной прокладки в условиях криолита (многолетнемерзлых грунтов). Труды конференции МИКМУС 29: Сб. статей. – Москва, 2016. - С. 97-99.
4. Наумов О.В. Моделирование НДС магистрального трубопровода в условиях многолетнемерзлых грунтов. МИКМУС 30: Сб. статей. – Москва, 2019, С.153-155.

**СПОСОБЫ ОЦЕНКИ ЛОКАЛЬНЫХ МИКРОДЕФОРМАЦИЙ В
ОБРАЗЦЕ С ДЕФЕКТОМ¹**
*METHODS OF ESTIMATING LOCAL MICRODERMAL IN THE SAMPLE WITH
DEFECT*

Наумов О.В. – м.н.с., **Пугачев М.С.** – н.с., **Москвитин Г.В.** – д.т.н., зав. лаб.
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской академии наук
GVMoskvitin@yandex.ru

Abstract. The article assesses the stress-strain state of samples with cracks by measuring the hardness and durometric lines. The results allow us to draw conclusions from the research.

Key words: microdeformations, hardness, deformation of the imprint.

Аннотация. Предложены способы определения локальных микродеформаций с помощью нанесения отпечатков алмазной пирамидой. Исследовано влияние микродеформаций на локальную твердость поверхности образца вдоль и перпендикулярно линии его нагружения. Полученные результаты подтвердили возможность оценки локальных деформаций предложенными способами.

Ключевые слова: микродеформации, твердость, деформация отпечатка.

Введение

В настоящее время большое внимание уделено выбору подходов и их расчетно-экспериментальному обоснованию при описании предельных состояний несущих конструкций атомных реакторов, ракетно-космических систем, авиационной техники и т.д. с высокими требованиями к их прочности, ресурсу, живучести и безопасности [1].

Силовой подход в напряжениях может дать неправильное представление о снижении повреждаемости после достижения условного предела прочности или быть малочувствительным к деформированию в условиях развитых упругопластических деформаций.

Характеристики локальных истинных деформаций и повреждений обладают новой возможностью анализа сложных локальных процессов перехода к предельным стадиям деформирования как по средним деформациям, так и по коэффициентам их вариации.

Если в процессе нагружения провести локальные измерения деформаций, например, методом наколов пирамидой твердомера, то можно установить кинетические статистические характеристики величин локальных деформаций на соответствующих микро-, мезо-, макробазах и функции их распределения, а по ним - накопленные повреждения.

Целью настоящей работы являлось разработка способа оценки локальных деформаций с использованием метода дюрометрических измерений.

Основное внимание в работе уделялось получению прямой экспериментальной информации о состоянии материалов на заданной стадии нагружения (деформирования) преимущественно по текущим значениям параметров деформирования.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках Федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы», Соглашение о предоставлении из федерального бюджета грантов в форме субсидий в соответствии с пунктом 4 статьи 78.1 Бюджетного кодекса Российской Федерации № 075-15-2019-045 от 03 июня 2019 г., проект RFMEFI60717X0166

Методика и образцы

Оценка напряженно – деформированного состояния (НДС) тел с трещиной проводилась на образцах прямоугольного сечения, с рабочей частью длиной 90 мм, изготовленных из стали марки Ст3 толщиной 2,5 мм со сварным швом в середине рабочей части образца шириной 17 мм. На расстоянии 13 мм от середины рабочей части по оси сверлилось отверстие диаметром 3 мм для имитации трещины и создания неоднородного НДС (рис. 1).

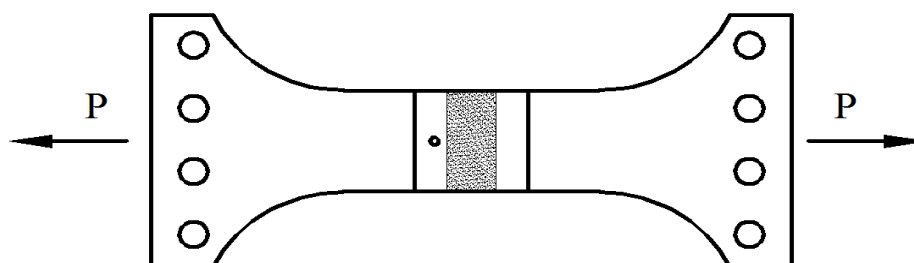


Рис.1. Вид образца для испытания на растяжение

Образцы испытывались на растяжение при постоянной скорости нагружения вплоть до разрушения. Разрушение происходило в середине рабочей части образца по сварному шву. Для дюрометрических исследований использовался микротвердомер Шимадзу, который определяет микротвердость по Виккерсу [2]. Для получения значений твердости поверхности образца составлялась карта измерений твердости вдоль и поперек рабочей части образца с разной удаленностью от отверстия. Отпечатки наносились с точным шагом: для линии вдоль образца он составлял 1,3 мм, для линии поперек образца - 0,95 мм, причем, диагонали отпечатка ориентировались параллельно осевой линии приложения нагрузки на образец. До испытаний определялась исходная твердость вдоль каждой линии (рис. 2), которая по 20 отпечаткам в среднем составила 190HV, что соответствует справочным данным для твердости стали Ст3. После разрушения образца проводилось повторное измерение твердости рядом с предыдущими отпечатками, при этом также фиксировалось изменение размера диагоналей исходных отпечатков и расстояния между самими отпечатками.

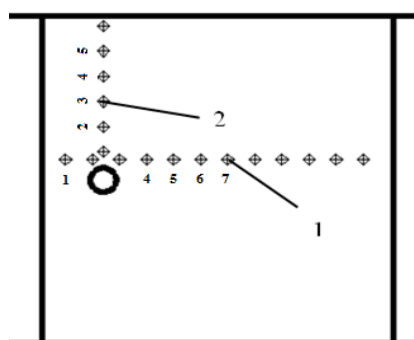


Рис. 2. Карта измерений твердости в рабочей образце: 1 – линия отпечатков вдоль рабочей части образца, 2 – линия отпечатков поперек рабочей части образца

Результаты исследований

Результаты измерений твердости показали, что она возросла как вдоль, так и поперек образца. Причем, вдоль образца это изменение составило $\approx 12\%$, а поперек $\approx 4\%$ (рис. 3). Повышение твердости может объясняться деформацией зёрненной структуры образца, сопровождающиеся повышением величины микродеформаций Ст3, а разница разной степенью и типом деформации, т.к. вдоль образца она увеличивается, а поперек уменьшается. На рис. 3а видно резкое падение твердости на 6-м отпечатке, что связано с близким расположением отверстия в образце к линии отпечатков. На рис. 3б видно резкое

падение твердости на 19-м отпечатке, что связано с близким расположением края образца к последним отпечаткам. Влияние термомеханической обработки (отверстия и края образца) на твердость поверхности образца может объясняться перераспределением поверхностных остаточных напряжений внесенных прокаткой при изготовлении стальной заготовки образца.

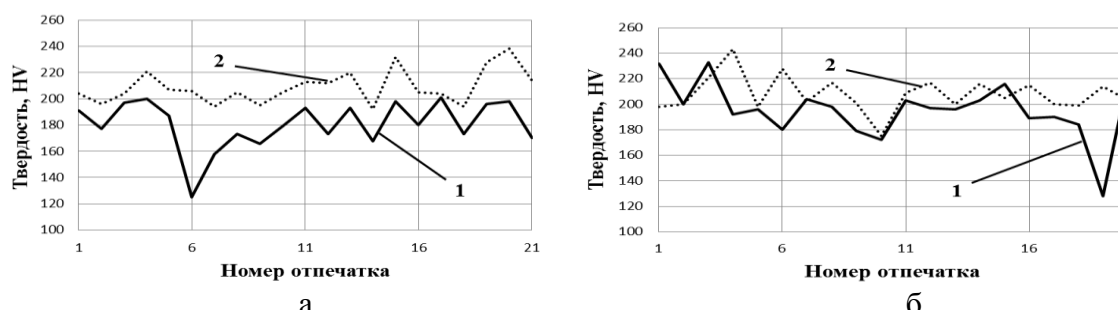


Рис. 3. Твердость, определяемая а - вдоль рабочей части образца (линия 1 (рис.2)) и б – поперек рабочей части образца (линия 2 (рис.2)): 1 - до испытаний, 2 – после разрушения

Результаты измерений длин диагоналей исходных отпечатков после разрушения образцов показали изменение их размера, т.к. в исходном состоянии они равны. При известном начальном размере отпечатка рассчитывалась деформация диагонали, как вдоль линии образца, так и поперек (рис. 4).

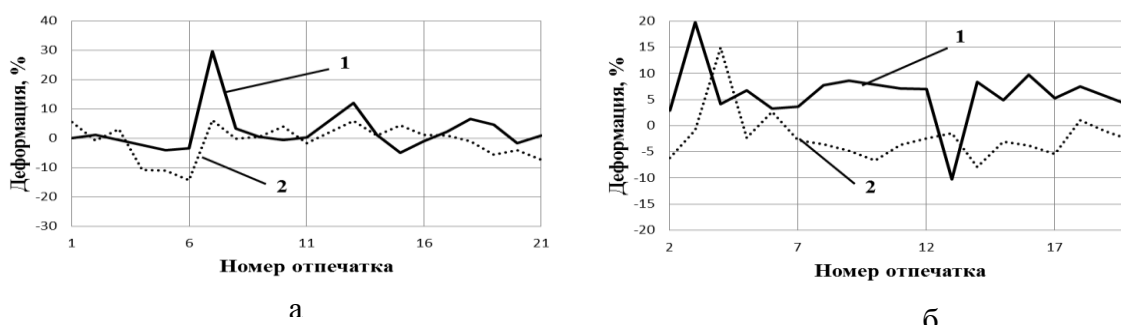


Рис. 4. Деформация отпечатков, определяемая а - поперек рабочей части образца (линия 1 (рис.2)) и б - вдоль рабочей части образца (линия 2 (рис.2)): 1 – расположение диагонали параллельно линии действия нагрузки, 2 – расположение диагонали перпендикулярно линии действия нагрузки

На рис. 4а линия 1, отражает деформацию диагоналей отпечатков, нанесенных вдоль рабочей части образца и расположенных параллельно линии действия нагрузки, видны два пика роста деформации; первый на 6-м отпечатке реагирует на деформацию отверстия, второй на 12-м отпечатке показывает локальную остаточную деформацию рядом с местом разрушения образца. На рис. 4а линия 2, которая показывает деформацию диагоналей отпечатков, нанесенных вдоль рабочей части образца и расположенных перпендикулярно линии действия нагрузки; также видны два пика в тех же местах, но они меньше по величине, хотя и связаны с тем же.

На рис. 4б линия 1, отражает деформацию диагоналей отпечатков, нанесенных поперек рабочей части образца и расположенных параллельно линии действия нагрузки, видны два пика деформации; первый показывает рост на 3-м отпечатке и реагирует на деформацию отверстия, второй на 13-м отпечатке показывает отрицательный рост, связанный с локальным сжатием в этой точке. На рис. 4б линия 2, которая показывает деформацию диагоналей отпечатков, нанесенных поперек рабочей части образца и расположенных перпендикулярно линии действия нагрузки; также виден пик роста на 3-м отпечатке, связанный с деформацией отверстия.

Результаты измерений шага отпечатков показали его изменение после разрушения образца, как вдоль, так и поперек рабочей части. При известном начальном расстоянии

между отпечатками рассчитывалась его деформация, как вдоль линии образца, так и поперек (рис. 5).

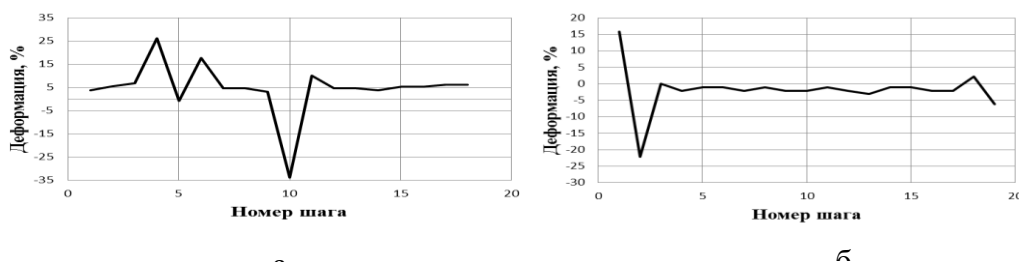


Рис. 5. Деформация расстояния между отпечатками, определяемая а - вдоль рабочей части образца (линия 1 (рис.2)) и б - поперек рабочей части образца (линия 2 (рис.2))

На рис. 5а показано относительное изменение расстояния между отпечатками, нанесенными вдоль рабочей части образца; видны два пика деформации - первый показывает рост на 4-м шаге, связанный с деформацией отверстия, второй показывает падение на 10-м шаге, связанный с зоной разрушения образца.

На рис. 5б показано относительное изменение расстояния между отпечатками, нанесенными поперек рабочей части образца; видны два пика деформации - первый показывает рост и затем падение на 3,4-м шаге, связанное с деформацией отверстия, второй показывает небольшой рост и падение на 18,19-м шаге, связанный с деформацией торца образца.

Выводы

Измерение твердости позволяет выявить места локальной деформации поверхности образца, которая связана с перераспределением остаточных напряжений в поверхности образца, но только до его нагружения, после разрушения стального образца на твердость предположительно оказывает основное влияние величина деформации зёрновой структуры, полученная в процессе нагружения.

Определение деформации диагоналей отпечатков после разрушения образца показало, что эта методика применима для оценки локальных деформаций, она показывает четкий отклик на наличие рядом расположенных концентраторов напряжений и деформаций.

Определение относительного изменения расстояния между отпечатками показало, что эта методика применима для оценки локальных деформаций, она показывает четкий отклик на наличие рядом расположенных концентраторов напряжений и деформаций, причем точность этого метода можно, как увеличивать, так и уменьшать, меняя расстояние между отпечатками.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках Федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы», Соглашение о предоставлении из федерального бюджета грантов в форме субсидий в соответствии с пунктом 4 статьи 78.1 Бюджетного кодекса Российской Федерации № 075-15-2019-045 от 03 июня 2019 г., проект RFMEFI60717X0166

Литература

1. Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения. Монография. Отв. редакторы Н.А.Махутов, Ю.Г.Матвиенко, А.Н.Романов. –М.: Ленанд, 2018. 720с.
2. ГОСТ 9450-76. Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников. 1977. 33 с.

**РАЗРАБОТКА ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНОГО КОНЕЧНОГО
ЭЛЕМЕНТА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ОГРАНИЧЕНИЙ С
ПРИМЕНЕНИЕМ РАСШИРЕННОГО МЕТОДА МНОЖИТЕЛЕЙ
ЛАГРАНЖА¹**

*DEVELOPMENT OF A GEOMETRICALLY NONLINEAR FINITE ELEMENT OF
KINEMATIC CONSTRAINTS WITH THE APPLICATION AUGMENTED
LAGRANGE METHOD*

Низаметдинов Ф.Р. – аспирант, Сорокин Ф.Д. – д.т.н., профессор
МГТУ им. Н.Э.Баумана
e-mail: fnizametdinov@list.ru

Abstract. The finite elements of kinematic constraints are important aspects of creating complexes for modeling the multibody systems dynamics. In these cases, methods for solving problems with constraints should be applied. In this paper proposes the finite element model “Two-dimensional prismatic connection”. Using the augmented Lagrange multipliers method for this element, the tangent stiffness matrix and the nodal force vector are obtained in the analytical form. Also a method of accounting for friction between joined planes is proposed.

Key words: Euler vector, rotation tensor, large displacements, large rotations, tangent stiffness matrix, finite element, kinematic joints.

Аннотация. Конечные элементы кинематических ограничений являются важным аспектом создания комплексов для моделирования динамики системы многих тел. В большинстве случаев ограничения сформулированы неявно, и в этом случае должны применяться методы решения задач с ограничениями. В данной работе предложена модель конечного элемента «Двумерная призматическая связь». С использованием расширенного метода множителей Лагранжа для этого элемента получены в аналитическом виде матрица касательных жесткостей и вектор узловых сил. Также предложен способ учета трения между соединяемыми плоскостями.

Ключевые слова: вектор Эйлера, тензор поворота, большие перемещения и повороты, матрица касательных жесткостей, конечный элемент, кинематические соединения.

В данной работе предложен алгоритм получения матрицы жесткости и вектора упругих сил конечного элемента (КЭ) кинематических ограничений на примере геометрически нелинейного элемента «Двумерная призматическая связь», основанный на применении расширенного метода множителей Лагранжа [1]. Предложенный алгоритм является достаточно общим, с его помощью может быть разработан широкий класс конечных элементов кинематических ограничений. Также в работе предложен способ учета трения между соединяемыми плоскостями (рис. 1) для КЭ «Двумерная призматическая связь».

Матрица жесткости и вектор упругих сил

Данная связь моделирует соединение между двумя узлами А и В, каждый из которых в общем случае является подвижным (Рис. 1). В каждом узле 6 степеней свободы (3 перемещения – \mathbf{u} , 3 проекции вектора поворота Эйлера – \mathfrak{D}). Ещё 6 переменных – множители Лагранжа (λ), имеющие смысл сил и моментов. Все неизвестные удобно объединить в один вектор состояния:

$$\mathbf{q} = (q_1 \ q_2 \ \dots \ q_{18})^T = (\mathbf{u}_a \ \mathfrak{D}_a \ \mathbf{u}_b \ \mathfrak{D}_b \ \lambda_1 \ \lambda_2)^T$$

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00128 мол_а

Каждый узел имеет свою систему координат. Оси систем координат узлов изначально совпадают, поэтому обозначим орты обеих систем координат как $\mathbf{e}_{x0}, \mathbf{e}_{y0}, \mathbf{e}_{z0}$.

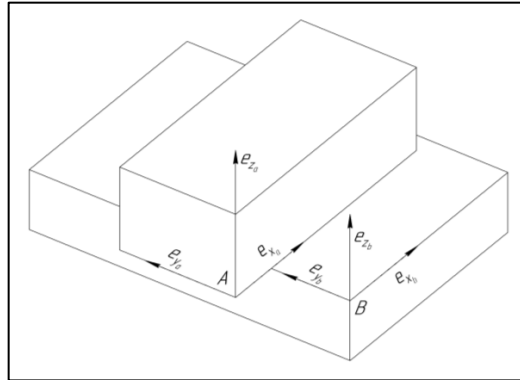


Рис. 1. Двумерная призматическая связь

После некоторого перемещения элемента в пространстве оси системы координат займут новое положение ($\mathbf{e}_x, \mathbf{e}_y, \mathbf{e}_z$). В каждом из узлов известны вектора Эйлера \mathfrak{A} и \mathfrak{B} соответственно, описывающие конечные повороты:

$$\mathbf{e}_{ia(b)} = \mathbf{L}(\mathfrak{A}_{a(b)}) \cdot \mathbf{e}_{i0a(b)}, i = \overline{1,3},$$

где $\mathbf{L}(\mathfrak{A}_b), \mathbf{L}(\mathfrak{A}_a)$ тензоры поворота узлов A и B соответственно.

Составим условия связи между узлами. Элемент имеет 2 внутренние степени свободы, следовательно, необходимо составить 4 уравнения связи.

Три уравнения связи могут быть записаны из условия, что запрещен относительный поворот. Это ограничение в соответствии с [2] можно представить в виде:

$$\mathfrak{A}_{ba} = -\frac{1}{2} \left(\mathbf{L}(\mathfrak{A}_b) \cdot \mathbf{L}^T(\mathfrak{A}_a) \right)_{\times} = \mathbf{0}$$

Т.к. в недеформированном положении узлы совпадают, то вектор относительного смещения \mathbf{u}_{ba} можно вычислить через узловые перемещения:

$$\mathbf{u}_{ba} = \mathbf{u}_b - \mathbf{u}_a \quad (1)$$

Выражение (1) позволяет записать 4-ое уравнение связи (проекция вектора относительного смещения на нормаль к соединяемым плоскостям):

$$f_3 = \mathbf{e}_{za} \cdot \mathbf{u}_{ba} = 0$$

Запишем потенциал элемента, используя расширенный метод множителей Лагранжа [1]:

$$\Phi = \lambda_1 \cdot \mathbf{f}_{ba} + \lambda_2 \cdot \mathfrak{A}_{ba} + \frac{p_1}{2} (\mathbf{f}_{ba})^2 + \frac{p_2}{2} (\mathfrak{A}_{ba})^2; \mathbf{f}_{ba} = (0 \ 0 \ f_3)^T \quad (2)$$

где $\mathfrak{A}_{ba}, \mathbf{f}_{ba}$ – невязки перемещений и поворотов; λ_1, λ_2 – множители Лагранжа; p_1, p_2 – коэффициенты при штрафных слагаемых.

Варьирование потенциала (2) позволяет получить аналитические выражения для вектора узловых сил и матрицы жесткости. Запишем приращения компонент, входящих в состав потенциала элемента:

$$\begin{pmatrix} \delta \mathbf{f}_{ba} \\ \delta \mathfrak{G}_{ba} \\ \delta \lambda_1 \\ \delta \lambda_2 \end{pmatrix} = \mathbf{S} \delta \mathbf{q}; \quad \mathbf{S} = \begin{pmatrix} \mathbf{Q}_1 & \mathbf{Q}_2 & \mathbf{Q}_3 & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & -\mathbf{B}(\mathfrak{G}_a) & \mathbf{0} & \mathbf{B}(\mathfrak{G}_b) & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{E} \end{pmatrix};$$

$$\mathbf{Q}_1 = \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ -\mathbf{e}_{za} \end{pmatrix}_{3 \times 3}; \quad \mathbf{Q}_2 = \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ -\mathbf{u}_{ba} \cdot (\mathbf{e}_{za} \times \mathbf{B}(\mathfrak{G}_a)) \end{pmatrix}_{3 \times 3}; \quad \mathbf{Q}_3 = \begin{pmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{e}_{za} \end{pmatrix}_{3 \times 3},$$

где $\mathbf{B}(\mathfrak{G})$ – тензор П. А. Жилина, $\mathbf{L}(\mathfrak{G})$ – тензор поворота (см. [2]).

Из первой вариации потенциала можно получить выражение для вектора узловых сил \mathbf{P} :

$$\delta \Phi = \begin{pmatrix} \lambda_1 + p_1 \mathbf{f}_{ba} \\ \lambda_2 + p_2 \mathfrak{G}_{ba} \\ \mathbf{f}_{ba} \\ \mathfrak{G}_{ba} \end{pmatrix}^T \begin{pmatrix} \delta \mathbf{f}_{ba} \\ \delta \mathfrak{G}_{ba} \\ \delta \lambda_1 \\ \delta \lambda_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \lambda_1 + p_1 \mathbf{f}_{ba} \\ \lambda_2 + p_2 \mathfrak{G}_{ba} \\ \mathbf{f}_{ba} \\ \mathfrak{G}_{ba} \end{pmatrix}^T \mathbf{S}(\delta \mathbf{q}) = -\mathbf{P}^T(\delta \mathbf{q}) \Rightarrow \mathbf{P} = -\mathbf{S}^T \begin{pmatrix} \lambda_1 + p_1 \mathbf{f}_{ba} \\ \lambda_2 + p_2 \mathfrak{G}_{ba} \\ \mathbf{f}_{ba} \\ \mathfrak{G}_{ba} \end{pmatrix}$$

Из второй вариации потенциала следует выражение для матрицы касательных жесткостей $[\mathbf{K}]$:

$$\delta^2 \Phi = \begin{pmatrix} \delta \mathbf{f}_{ba} \\ \delta \mathfrak{G}_{ba} \\ \delta \lambda_1 \\ \delta \lambda_2 \end{pmatrix}^T \mathbf{H} \begin{pmatrix} \delta \mathbf{f}_{ba} \\ \delta \mathfrak{G}_{ba} \\ \delta \lambda_1 \\ \delta \lambda_2 \end{pmatrix} = \delta \mathbf{q}^T \mathbf{S}^T \mathbf{H} \mathbf{S} \delta \mathbf{q}, \quad \mathbf{H} = \begin{pmatrix} p_1 \mathbf{E} & \mathbf{0} & \mathbf{E} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & p_2 \mathbf{E} & \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ \mathbf{E} & \mathbf{0} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{E} & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{pmatrix} \Rightarrow [\mathbf{K}] = \mathbf{S}^T \mathbf{H} \mathbf{S}$$

Учет трения

Отметим, что последующие выкладки являются общими, при необходимости можно ввести произвольный закон трения и аналогичным образом получить для него касательную матрицу демпфирования. В данной же работе для простоты ограничимся Кулоновским трением.

Примем, что между плоскостями, которые соединяет призматическая связь, действует Кулоновское трение [3]:

$$\mathbf{F}(\mathbf{v}_{ba}) = -\frac{2 \cdot \mu \cdot N}{\pi} \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{|\mathbf{v}_{ba}|}{v_0} \right) \frac{\mathbf{v}_{ba}}{|\mathbf{v}_{ba}|} = \{F_x, F_y, F_z\}^T, \quad (3)$$

где \mathbf{v}_{ba} – вектор относительной скорости, μ – коэффициент трения, N – нормальная сила, v_0 – параметр чувствительности модели трения.

С учетом кинематических ограничений, наложенных на элемент, силу трения (3) можно ввести в вектор узловых сил следующим образом:

$$\mathbf{P} = \left\{ -\mathbf{F}(\mathbf{v}_{ba}), \mathbf{0}, \mathbf{F}(\mathbf{v}_{ba}), \mathbf{0}, \mathbf{0}, \mathbf{0} \right\}^T$$

Касательная матрица демпфирования формируется на основе первой вариации (1), взятой с обратным знаком:

$$\delta F(\mathbf{v}_{ba}) = \begin{bmatrix} [\mathbf{C}], -[\mathbf{C}] \end{bmatrix}_{3 \times 6} \cdot \begin{Bmatrix} \delta \mathbf{v}_a \\ \delta \mathbf{v}_b \end{Bmatrix},$$

где $[\mathbf{C}]$ – матрица 3×3 (блок касательной матрицы демпфирования). Матрица $[\mathbf{C}]$ может быть представлена в виде:

$$[\mathbf{C}] = D_1 (\mathbf{v}_{ba} \otimes \mathbf{v}_{ba}) + D_2 \mathbf{E},$$

$$\text{где } D_1 = \frac{2 \cdot \mu \cdot N}{\pi} \begin{Bmatrix} \frac{v_0 \cdot \arctg\left(\frac{|\mathbf{v}_{ba}|}{v_0}\right)}{\left(v_0^2 + |\mathbf{v}_{ba}|^2\right) \cdot |\mathbf{v}_{ba}|^2} - \frac{\arctg\left(\frac{|\mathbf{v}_{ba}|}{v_0}\right)}{|\mathbf{v}_{ba}|^3} \end{Bmatrix}; D_2 = \frac{2 \cdot \mu \cdot N}{\pi} \frac{\arctg\left(\frac{|\mathbf{v}_{ba}|}{v_0}\right)}{|\mathbf{v}_{ba}|}$$

Далее из блоков $[\mathbf{C}]$ собирается полная касательная матрица демпфирования 18×18 .

Заключение

В данной работе приведены аналитические соотношения матрицы касательных жесткостей и вектора узловых сил для КЭ «Двумерная призматическая связь». Для описания конечных поворотов узлов используется вектора Эйлера, что позволяет распространить элементы на учет больших перемещений и поворотов. Алгоритм получения матрицы жесткости и вектора сил основан на расширенном методе множителей Лагранжа, предложенный подход является достаточно общим, что позволяет применять его при разработке широкого класса КЭ кинематических ограничений («Шарнир», «Жесткая связь» и т.д.). Также в работе предложен способ учета трения между плоскостями, соединяемыми рассмотренной связью. В качестве примера рассмотрено Кулоновское трение, однако аналогичным образом могут быть получены соотношения для другого закона трения, учитывающего, например, Штрибек эффект.

Рассмотренный в качестве примера конечный элемент с учетом трения может применяться, например, для моделирования перекоса ротора, величина которого переменна в процессе работы (при превышении силы трения внешними нагрузками).

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00128 мол_a

Литература

1. Geradin M., Cardona A. Flexible Multibody Dynamics. A Finite Element Approach. Chichester, John Wiley&Sons, 2001, 340 p.
2. Жилин П.А. Векторы и тензоры второго ранга в трехмерном пространстве. - СПб.: Нестор, 2001. - 276 с.
3. Попов В.Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2013. – 352 с.

РАЗРАБОТКА ГЕОМЕТРИЧЕСКИ НЕЛИНЕЙНОГО КОНЕЧНОГО ЭЛЕМЕНТА ОБОЛОЧКИ С ПРИМЕНЕНИЕМ ВЕКТОРА ЭЙЛЕРА¹
DEVELOPMENT OF A GEOMETRICALLY NONLINEAR FINITE SHELL ELEMENT USING THE EULER VECTOR

Низаметдинов^{1,2} Ф.Р. – аспирант, Сорокин¹ Ф.Д. – д.т.н., профессор,

Иванников² В.В. – PhD, ведущий инженер

¹МГТУ им. Н.Э.Баумана

²ИКЦ ООО «Альфа-Транзит»

e-mail: fnizametdinov@list.ru

Abstract. Many real practically important tasks in various fields of mechanical engineering can be reduced to a design scheme, the elements of which are involved in large movements, but have only small deformations. In this paper, we propose a finite element model of the shell with a description of large rotations using the Euler vector and the rotation tensor. For a finite element, analytical relations are obtained for the tangent stiffness matrix and the nodal force vector. The correctness of the obtained relations is confirmed by solving test tasks with the developed element and comparing the results with the results obtained by other methods.

Key words: Euler vector, rotation tensor, large displacements, large rotations, tangent stiffness matrix, finite element, shadow element.

Аннотация. Множество реальных, практически важных задач в различных областях машиностроения могут быть сведены к расчетной схеме, элементы которой участвуют в большом движении, но подвержены лишь малым деформациям. В данной работе предложена модель конечного элемента оболочки с описанием больших поворотов с помощью вектора Эйлера и тензора поворота. Для конечного элемента получены аналитические соотношения для матрицы касательных жесткостей и вектора узловых сил. Корректность полученных соотношений подтверждается решением тестовых задач с помощью разработанного элемента и сравнением полученных результатов с результатами, полученными другими методами.

Ключевые слова: вектор Эйлера, тензор поворота, большие перемещения, большие повороты, матрица касательной жесткости, конечный элемент, теневой элемент.

Часто реальные конструкции могут быть сведены к расчетной схеме, элементы которой участвуют в большом движении, при этом они подвержены лишь малым деформациям. В данной работе предложена модель конечного элемента оболочки с описанием больших поворотов с помощью вектора Эйлера и тензора поворота, как наиболее распространенным и естественным способом для описания конечных поворотов. Однако вектор Эйлера имеет существенный недостаток – наличие критического значения угла поворота (2π). Для преодоления этого недостатка могут быть применены разные подходы, некоторые из них описаны в работах [1,2], поэтому в данной работе на этом вопросе останавливаться не будем.

Описание больших обобщенных перемещений и матрица касательных жесткостей

Рассмотрим алгоритм получения матрицы касательной жесткости и вектора узловых сил на примере 4-х узлового КЭ оболочки. При описании больших перемещений элемента целесообразно выделить его характерные состояния [3] (рис. 1).

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00128 мол_а

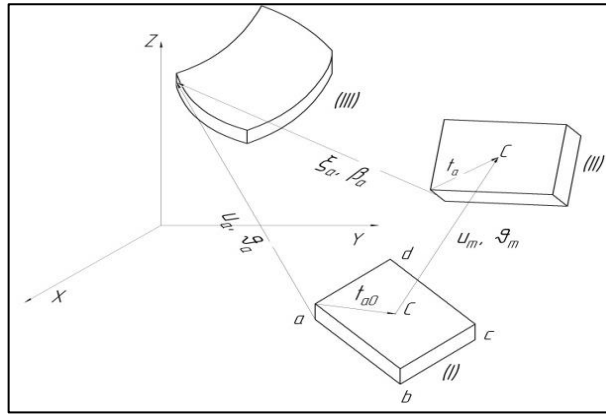


Рис.1. Конечный элемент в исходном (I), смещенном (II) и деформированном (III) состояниях ($\mathbf{u}_a, \vartheta_a$ – векторы перемещений и векторы Эйлера поворотов сечений, ξ_a, β_a – векторы малого относительного перемещения и поворота)

Для среднего сечения в промежуточном положении (II) элемента принимается, что перемещение и поворот равны среднему арифметическому узловых перемещений и поворотов соответственно. Согласно рисунку 1 векторы малых относительных перемещений находятся как разности положений сечений в состояниях (II) и (III) (на примере узла A):

$$\xi_a = \frac{3\mathbf{u}_a - \mathbf{u}_b - \mathbf{u}_c - \mathbf{u}_d}{4} + (\mathbf{R}(\vartheta_m) - \mathbf{E}) \cdot \mathbf{t}_{a0}$$

где $\mathbf{R}(\vartheta_m)$ – тензор поворота (см. [4]) оболочки из положения (I) в положение (II).

Повороты в сечениях являются большими, но относительный поворот мал из-за малости деформаций. Будем считать, что поворот узла (a) получается как некий средний поворот \mathbf{R}_m из (I) в (II), а затем дополнительный поворот \mathbf{R}_1 . Аналогично для остальных сечений. На примере поворотов узлов (a) и (b) можно получить следующее соотношение:

$$\mathbf{R}_b = \mathbf{R}_2 \cdot \mathbf{R}_m; \mathbf{R}_a = \mathbf{R}_1 \cdot \mathbf{R}_m \Rightarrow \mathbf{R}_b \cdot \mathbf{R}_a^T = (\mathbf{R}_1 \cdot \mathbf{R}_m) \cdot (\mathbf{R}_m^T \cdot \mathbf{R}_1) = \mathbf{R}_2 \mathbf{R}_1^T \quad (1)$$

В виду малости дополнительных поворотов справедливо соотношение для векторных инвариантов:

$$\left(\mathbf{R}_2(\vartheta_2) \cdot \mathbf{R}_1(-\vartheta_1) \right)_x \approx \left(\mathbf{R}_{21}(\vartheta_2 - \vartheta_1) \right)_x \quad (2)$$

Соотношение (2) позволяет установить связь между малыми дополнительными поворотами:

$$(\vartheta_2 - \vartheta_1) \approx - \frac{\text{ArcSin} \left(\frac{1}{2} \left| \left(\mathbf{R}_b \mathbf{R}_a^T \right)_x \right| \right)}{\left| \left(\mathbf{R}_b \mathbf{R}_a^T \right)_x \right|} \left(\mathbf{R}_b \mathbf{R}_a^T \right)_x \quad (3)$$

Аналогичные уравнения можно составить для других пар узлов, однако для 4 узлового элемента, с принятыми ранее допущениями о перемещении и повороте в промежуточном положении (II), можно составить лишь 3 независимых уравнения. Эта система 3 векторных уравнений должна быть дополнена уравнением:

$$-(\vartheta_4 + \vartheta_1) = (\vartheta_2 + \vartheta_3) \quad (4)$$

Уравнение (4) следует из выдвинутой ранее гипотезы о повороте в промежуточном положении (II).

Система трёх векторных уравнений вида (3), дополненная уравнением (4), позволяет определить малые дополнительные повороты узлов. Отметим, что предложенный подход к вычислению малых поворотов может успешно применяться для произвольного числа узлов, что позволяет применять в качестве базового элемента практически любой конечный элемент оболочки.

Далее, используя соотношение (1) восстанавливается тензор среднего поворота. Найденные малые повороты \mathfrak{Q}_i позволяют определить малые физические повороты β_i : $\beta_a = \mathfrak{Q}_1$, $\beta_b = \mathfrak{Q}_2$, $\beta_c = \mathfrak{Q}_3$, $\beta_d = \mathfrak{Q}_4$.

Компоненты матрицы касательной жёсткости определяются вторыми производными потенциальной энергии по обобщённым перемещениям. Если пренебречь изменением матрицы $[\mathbf{K}_{II}]$ (матрица жесткости в теневом положении), то:

$$\Delta^2 U \approx \frac{1}{2} \mathbf{q}^T [\mathbf{F}]^T [\mathbf{K}_{II}] [\mathbf{F}] \mathbf{q}$$

$$\mathbf{q} = \{ \Delta \mathbf{u}_a, \Delta \mathfrak{Q}_a, \Delta \mathbf{u}_b, \Delta \mathfrak{Q}_b, \Delta \mathbf{u}_c, \Delta \mathfrak{Q}_c, \Delta \mathbf{u}_d, \Delta \mathfrak{Q}_d \}^T$$

$$[\mathbf{F}] = \frac{1}{4} \begin{pmatrix} 3\mathbf{E} - \mathbf{t}_a \times \mathbf{B}_a & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_a \times \mathbf{B}_b & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_a \times \mathbf{B}_c & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_a \times \mathbf{B}_d \\ 0 & 3\mathbf{B}_a & 0 & -\mathbf{B}_b & 0 & -\mathbf{B}_c & 0 & -\mathbf{B}_d \\ -\mathbf{E} - \mathbf{t}_b \times \mathbf{B}_a & 3\mathbf{E} - \mathbf{t}_b \times \mathbf{B}_b & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_b \times \mathbf{B}_c & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_b \times \mathbf{B}_d \\ 0 & -\mathbf{B}_a & 0 & 3\mathbf{B}_b & 0 & -\mathbf{B}_c & 0 & -\mathbf{B}_d \\ -\mathbf{E} - \mathbf{t}_c \times \mathbf{B}_a & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_c \times \mathbf{B}_b & 3\mathbf{E} - \mathbf{t}_c \times \mathbf{B}_c & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_c \times \mathbf{B}_d \\ 0 & -\mathbf{B}_a & 0 & -\mathbf{B}_b & 0 & 3\mathbf{B}_c & 0 & -\mathbf{B}_d \\ -\mathbf{E} - \mathbf{t}_d \times \mathbf{B}_a & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_d \times \mathbf{B}_b & -\mathbf{E} & -\mathbf{t}_d \times \mathbf{B}_c & 3\mathbf{E} - \mathbf{t}_d \times \mathbf{B}_d \\ 0 & -\mathbf{B}_a & 0 & -\mathbf{B}_b & 0 & -\mathbf{B}_c & 0 & 3\mathbf{B}_d \end{pmatrix}; \mathbf{B}_i = \mathbf{B}(\mathfrak{Q}_i),$$

где \mathbf{B}_i – тензор П.А. Жилина.

Таким образом, приближённое выражение матрицы касательной жёсткости имеет вид $[\mathbf{K}_I] \approx [\mathbf{F}]^T [\mathbf{K}_{II}] [\mathbf{F}]$.

Узловыми силами и моментами являются первые производные энергии деформаций по малым перемещениям, взятые с обратным знаком, но при описании больших поворотов с помощью векторов Эйлера вместо обычных (классических) моментов должны использоваться обобщённые моменты.

Тестирование

Была решена тестовая задача. Гибкая пластина консольно закреплена и находится под действием собственного веса. Схема тестовой задачи представлена на рисунке 2. Исходные данные: $a = 60$ мм, $b = 200$ мм, толщина $h = 3$ мм, $\mu = 0.3$, $E = 2e8$ Па, $\rho = 7850$ кг/м³. Пластина была разбита на 6×20 элементов. Аналогичная задача была решена в КЭ комплексе ANSYS (с таким же разбиением) с использованием конечного элемента Shell181 (рис.3). В таблице 1 представлено сравнение максимальных перемещений, полученных решений.

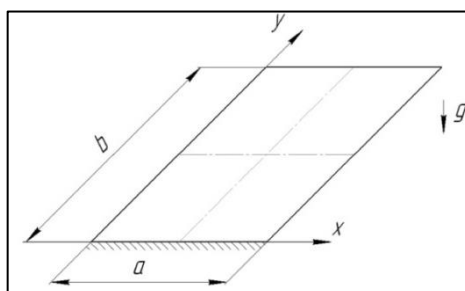


Рис. 2. Схема тестового примера

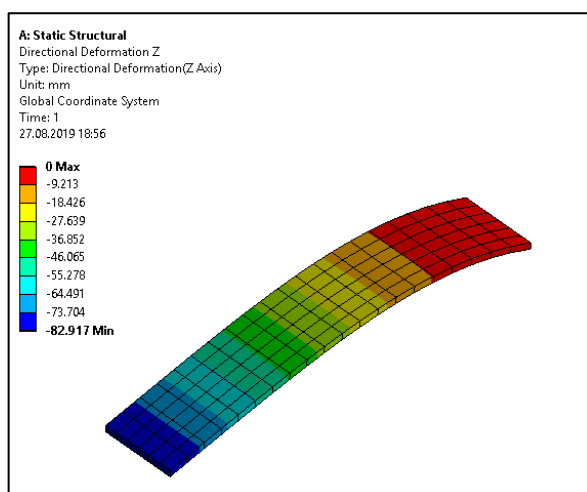


Рис. 3. Распределение перемещений в ANSYS

Табл.1. Сравнение результатов

	max u_y , мм	max u_z , мм
Ansys	20.9	82.917
Разработанный элемент	20.87	82.9
Погрешность, %	0.14	0.03

Из таблицы 1 видно, что результаты хорошо совпадают, что подтверждает корректность полученных соотношений.

Заключение

В данной работе предложен конечный элемент оболочки, применимый для решения геометрически нелинейных задач. В качестве базового элемента использовался 4-ех узловой КЭ оболочки, однако предложенный подход без значительных изменений может быть распространен и на другие базовые элементы. Для элемента получены в аналитической форме выражения для матрицы касательных жесткостей и вектора упругих сил. Корректность полученных соотношений подтверждается решением тестового примера.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00128 мол_a

Литература

1. Попов В.В., Сорокин Ф.Д., Иванников В.В. Разработка конечного элемента гибкого стержня с отдельным хранением накопленных и дополнительных поворотов для моделирования больших перемещений элементов конструкций летательных аппаратов // Труды МАИ. 2017. № 92. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=76832> (дата обращения: 06.09.2019)
2. Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Особенности применения вектора Эйлера для описания больших поворотов при моделировании элементов конструкций летательных аппаратов на примере стержневого конечного элемента // Труды МАИ. 2017. № 102. URL: <http://trudymai.ru/published.php?ID=98753> (дата обращения: 06.09.2019)
3. Felippa C. A., Haugen B. A unified formulation of small-strain corotational finite elements: I. Theory // Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. – 2005. – Т. 194. – №. 21-24. – С. 2285-2335.
4. Жилин П.А. Векторы и тензоры второго ранга в трехмерном пространстве. – СПб.: Нестор, 2001. – 276 с.

НОВЫЕ СХЕМЫ ИСПЫТАНИЙ НА СВЕРХМНОГОЦИКЛОВУЮ УСТАЛОСТЬ¹

A NEW SCHEMS OF VERY HIGH CYCLE FATIGUE TEST

Никитин А.Д. - к.т.н., с.н.с., Стратула Б.А. - м.н.с., Никитин И.С. - д.ф.-м.н., директор
Институт Автоматизации Проектирования Российской Академии Наук
nikitin_alex@bk.ru

Abstract. The paper considers the problem of fatigue fracture of materials and structural elements under a very high cycle loading mode. It is shown that many critical structural elements, such as disks and blades of gas turbine engines, can be subjected to high-frequency loading of small amplitude and, nevertheless, leading to fracture in operation. Such operational loads are multiaxial and require special loading devices to study them. The paper gives an example of calculating the equipment and specimens for study on very high cycle fatigue in uniaxial three-point bending and in biaxial bending. It is shown that with the help of piezoelectric testing machines it is possible to achieve the fracture of structural materials in the regime of VHCF.

Key words: Very high cycle fatigue, ultrasonic fatigue testing system, three point bending, VHCF biaxial bending.

Аннотация. В работе рассматривается проблема разрушения материалов и элементов конструкций при сверхмногоцикловом режиме нагружения. Показано, что многие ответственные элементы конструкций, такие как диски и лопатки газотурбинных двигателей, могут быть подвержены высокочастотному нагружению малой амплитуды, тем не менее приводящему к разрушению в эксплуатации. Подобные эксплуатационные нагрузки являются многоосными и для их изучения требуются специальные нагружающие устройства. В работе приведен пример расчета установки и образцов для проведения исследований на сверхмногоцикловую усталость при одноосном трехточечном изгибе и при двухосном изгибе. Показано, что при помощи пьезоэлектрических испытательных машин можно добиться разрушения конструкционных материалов в области СВМУ.

Ключевые слова: сверхмногоцикловая усталость, ультразвуковая усталостная испытательная машина, трехточечный изгиб, СВМУ двухосный изгиб.

Введение

С развитием экспериментальной техники усталостных испытаний стало возможно расширение представлений о поведении материалов под действием циклических нагрузок в область больших долговечностей ($N = 10^9 - 10^{10}$ циклов) [1,2], известную как сверхмногоцикловая усталость (СВМУ) [3]. Особенностью поведения материала в области СВМУ является отсутствие выраженного предела усталости для конструкционных материалов [4]. Кроме того, наблюдается принципиальная смена механизма зарождения усталостной трещины [5] в сравнении с известными сценариями накопления и развития усталостного повреждения в областях малоциклового (МЦУ) и многоциклового (МНЦУ) усталости. Так, для высоких амплитуд нагружения в области МЦУ и МНЦУ характерны макроскопическая пластическая деформация и поверхностное зарождение усталостной трещины [6], а в области СВМУ нагружения, материал макроскопически характеризуется упругим поведением, и зарождение трещин связано с локализацией пластических деформаций в окрестностях дефектов микроструктуры. Подобный характер накопления усталостной повреждаемости нередко приводит к зарождению трещин в объеме материала. Было показано, что подповерхностное зарождение при СВМУ может

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 19-19-00705

наблюдаться как у материалов с выраженными дефектами микроструктуры (например, включения у сталей) [7,8], так и у материалов без неметаллических включений (например, титановые сплавы) [9]. В начале 2000-х годов сформировалось новое научное направление исследования усталостного поведения материалов в области СВМУ. Были предложены новые методы проведения усталостных экспериментов [10] на больших базах испытаний (до 10^{11} циклов включительно) и независимо, в различных лабораториях по всему миру, были получены подтверждения основных особенностей режима СВМУ [1, 2, 11, 12]. К настоящему времени тематика СВМУ признана весьма актуальной. За последние 15 лет проведено 7 международных конференций по проблеме сверхмногоциклового усталости, подсекция СВМУ включена в ряд ведущих мировых и европейских научных конференций, таких как *Multiaxial fatigue and fracture*, *European conference on Fracture*. Несмотря на активное развитие исследований в указанной области, не все сложные схемы нагружения (например, изгиб, кручение или их комбинации) в полной мере исследованы и реализованы.

Исследование подобных режимов нагружения являются промышленно значимыми для безопасного конструирования ответственных элементов конструкций, подверженных циклическим нагрузкам. В работах [13-15] показано, что действие высокочастотных колебаний малой амплитуды на элементы авиационных двигателей (диски, лопатки, зубчатые передачи приводных редукторов) могут приводить к разрушениям в эксплуатации. Численное моделирование подобных режимов нагружения показывает, что данные высокочастотные нагружения по степени опасности могут быть эквивалентны нагрузкам, характерным для полетных циклов. Единственным отличием является то, что на этапе проектирования изделия учет усталостной повреждаемости по механизму СВМУ не производится, что может приводить к «непрогнозируемым» [16] разрушениям в эксплуатации при наработках порядка 10^9 циклов. Особенностью нагружения материала в реальных элементах конструкций является многоосное напряженное состояние и реализация сложных схем нагружения, в том числе растяжение-сжатие, изгиб, кручение, их комбинации и т.п.

В настоящей работе приводится анализ влияния изменения схемы нагружения на усталостное поведение материала в области СВМУ, а также представлены результаты математического моделирования для двух новых схем СВМУ нагружения: трехточечный изгиб и двухосный трехточечный изгиб.

Сложные схемы СВМУ нагружения

Все нагружающие усталостные машины, применяемые для исследования режима СВМУ, основаны на едином принципе – использование стоячих упругих волн для формирования заданных полей деформации [1]. Подобный принцип действия СВМУ испытательных машин долгое время ограничивал доступные режимы нагружения одноосным растяжением сжатием с коэффициентом асимметрии цикла $R=-1$. В настоящее время, с развитием численных методов и 3Dмоделирования стало возможно рассчитывать и создавать новые режимы нагружения.

При моделировании новых режимов зачастую возникает необходимость оптимизации форм нагружающих и нагружаемых элементов (волноводов и образцов), что аналитически бывает сделать крайне затруднительно. На рис.1 представлена схема нагружающей части установки для проведения СВМУ испытаний на трехточечный изгиб. В качестве образца может выступать как балка, так и круговая пластина. Исследования на сверхмногоцикловую усталость при изгибе проводится на образцах, обладающих резонансной частотой 20 кГц на изгиб. Резонансные длины подобных образцов могут быть оценены как аналитически, так и численно. Образец опирается в местах формирования узлов стоячей волны на неподвижные подставки, в то время как нагружающий пуансон должен располагаться в центральной части образца. В случае одномерного трехточечного изгиба в качестве образца выступает прямоугольный брусок. Для получения двумерного

трехточечного изгиба используют диск или пластину, опертую в узлах смещений. Нагружение производится смещениями малой амплитуды с помощью пьезоэлектрических колебательных устройств. На рисунке 1 представлен вариант расчета продольных смещений нагружающей установки при подаче на верхний конец бустера продольных смещений величиной в 1 микрометр при частоте 20 кГц. При этом в нагружающей части формируется упругая стоячая волна, амплитуда которой вдоль пространственной координаты представлена на рис. 1 справа. В узлах смещений возможно приложение дополнительных внешних усилий для реализации различных значений асимметрии цикла.

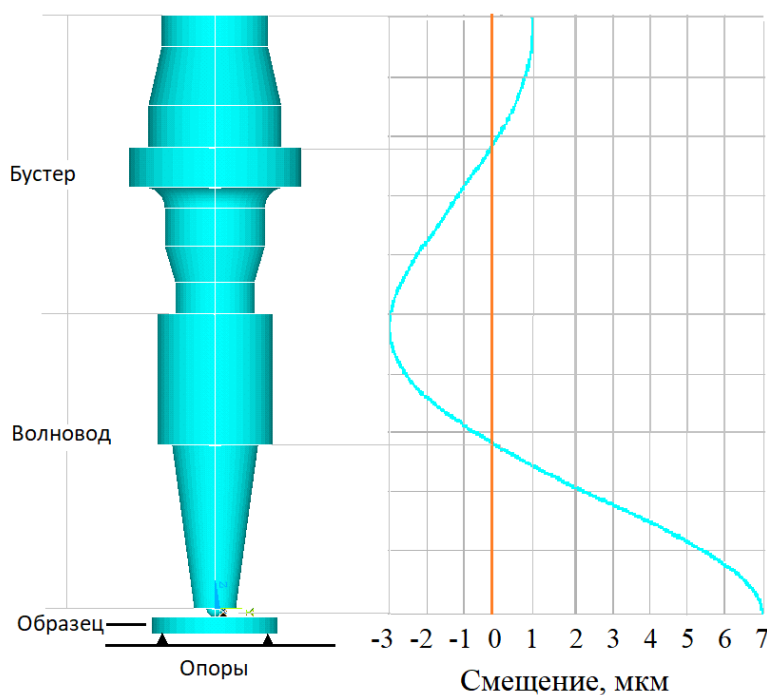


Рис.1. Схема испытаний на СВМУ при трехточечном изгибе

Численное моделирование трехточечного изгиба бруска и пластины при резонансной частоте 20 кГц показывают, что 1 микрометру внешней нагрузки на образец соответствует рабочее напряжение равное от 3 до 3.5 МПа для основных металлов (стали, титановые и алюминиевые сплавы). Возможности современных пьезоэлектрических нагружающих устройств (конвертеров) позволяют добиться разрушения пластин и брусков из этих материалов.

Заключение

В работе представлены варианты расчета установок для проведения СВМУ испытаний на изгиб. Показано, что подобные, сложные режимы нагружения являются практически важными для оценки усталостных свойств для элементов конструкций, в которых также не редко реализуются многоосные режимы нагружения, при больших наработках. Расчетным путем показано, что использование пьезоэлектрических испытательных установок с амплитудами нагружения в микрометровом диапазоне достаточно для разрушения большинства конструкционных материалов, таких как алюминиевые, титановые сплавы и сплавы на основе железа.

Работа поддержана РФФ, проект № 19-19-00705

Литература

1. Bathias C., Paris P.C. (2005) Gigacycle fatigue in mechanical practice. Dekker, New-York, 328 p.
2. Stanzl-Tschegg SE, Mayer H. (2001) Fatigue and fatigue crack growth of aluminum alloys at very high numbers of cycles. *Int. J. Fatigue*. 23, 231-237.
3. Шанявский А.А., Артамонов М.А., (2004) Предел усталости и выносливости как характеристики материала или элемента конструкций с позиции синергетики, *Физическая мезомеханика*. № 7 (2), 25-33.
4. Bathias C. (1999) There is no infinite fatigue life in metallic materials. *Fatigue Fract. Engng. Mater. Struct.* 22, 559–565
5. Marines-Garcia I., Paris P.C., Tada H., Bathias C. (2007) Fatigue crack growth from small to long cracks in very-high-cycle fatigue with surface and internal “fish-eye” failures for ferrite-perlitic low carbon steel SAE 8620. *Materials Science and Engineering. A* 468, 120-128.
6. Nicholas T. (2006) High cycle fatigue. Elsevier Science. 656 p.
7. Sakai T. (2009) Review and Prospects for Current Studies on Very High Cycle Fatigue of Metallic Materials for Machine Structural Use. *Journal of Solid Mechanics and Materials Engineering*. 3(3), 425-439.
8. Jeddi D., Palin-Luc T. (2018) A review about the effects of structural and operational factors on the gigacycle fatigue of steels. *Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures*. 41, 969-990.
9. Nikitin A., Palin-Luc T., Shanyavskiy A. (2016) Crack initiation in VHCF regime on forged titanium alloy under tensile and torsion loading modes. *Int. J. Fatigue*. 93, 318-325.
10. ASTM Handbook (2000) Ultrasonic Fatigue Testing, Mechanical testing and evaluation. Vol. 8, 717 – 729.
11. Berger C., Christ H-J., Pyttel B., Zimmerman M. (2014) New Advances in VHCF. *Int. J. Fatigue*. 60, 1-120.
12. Jha S.K., Szczepanski C.J., Golden P.J., Porter W.J., John R. (2012) Characterization of fatigue crack-initiation facets in relation to lifetime variability in Ti–6Al–4V. *Int. J. Fatigue*. 42, 248–257.
13. Shanyavskiy A. (2014) Very-High-Cycle-Fatigue of in-service air-engine blades, compressor and turbine. *Science China: Physics, Mechanics and Astronomy*. 57(1), 19–29.
14. Shanyavskiy A. (2012) Crack Path for In-service Subsurface Fatigued Turbine Blades. *Proceedings of Crack Path*. 343 – 350.
15. Burago N., Nikitin I. (2016) Multiaxial Fatigue Criteria and Durability of Titanium Compressor Disks in Low- and Very-high-cycle Fatigue Modes. Springer International Publishing Switzerland, 115 – 130.
16. Nicholas T. (1999) Critical issues in high cycle fatigue. *Int. J. Fatigue*. 21, 221 – 231.

КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РОТОРА НАСОСА¹

FINITE ELEMENT MODEL FOR PUMP ROTOR

Никифоров А.Н. – к.т.н., с.н.с.

ИМАШ РАН

n.andre@mail.ru

Abstract. An approach to the finite element modal analysis for the real pump rotor is presented. The first eigenfrequencies and eigenmodes of the initial, simplified and battered rotor-seal-bearing system are compared.

Key words: rotor, annular seal, bearing, model, natural oscillation.

Аннотация. Представляется подход к конечно-элементному модальному исследованию ротора реального насоса. Сравниваются первые собственные частоты и формы исходной, упрощенной и предельно изношенной системы «ротор-уплотнения-подшипники».

Ключевые слова: ротор, кольцевые дроссели, щелевые уплотнения, подшипники скольжения, модель, собственные колебания.

Ротор моделируемого насоса вращается в двух подшипниках скольжения, а также внутри восьми кольцевых дросселей или щелевых уплотнений. Жидкая среда, просачивающаяся через их зазоры, создает десять мест их гидроупругого взаимодействия с ротором в форме цилиндрической прецессии с половинной частотой вращения.

Прежде чем моделировать взаимодействие ротора с щелевыми уплотнениями и подшипниками скольжения, а также с соседними элементами агрегата следует выяснить, проявляется ли упругость самого ротора, в т.ч. его лопаточных колес, при номинальной частоте вращения (167Гц). Для этого проще всего методом конечных элементов в программах типа Ansys [1, 2] выполнить модальный анализ невращающегося ротора при свободных граничных условиях (рис.1). Физическое соответствие «свободному ротору», во-первых, полное его всплытие на жидкостном слое, т.е. такое при котором он нигде не соприкасается с элементами статора, а во-вторых, отсутствие или значительный «люфт» концевых соединительных муфт с пограничными деталями насоса.



Рис.1. Конечно-элементная модель свободного ротора насоса (35319 элементов)

В расчете собственных колебаний разрешается малое разделение между почти всеми лопаточными колесами и антифрикционными-технологическими втулками, оно запрещается лишь для краевых сопряжений – между валом и двумя концевыми втулками-гайками. Вместе с тем, ввиду отсутствия начальных зазоров, допускается небольшое

¹Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках Федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы», Соглашение о предоставлении из федерального бюджета грантов в форме субсидий в соответствии с пунктом 4 статьи 78.1 Бюджетного кодекса Российской Федерации № 075-15-2019-043 от 4 июня 2019 г., проект RFMEFI60717X0191

относительное скольжение с коэффициентом трения 0.1 между колесами и валом, а также между валом и промежуточными втулками. Остальные сопряжения (контактные пары между самими промежуточными втулками и между последними и колесами) имеют малые начальные зазоры и, как следствие, относительное скольжение с нулевым коэффициентом трения. Принятые граничные условия, в т.ч. локальные (контакты внутри ротора) и глобальные (свободные концы ротора), приводят к следующему результату (рис.2). Очевидно, низшая частота находится вне рабочего диапазона насоса и соответствует изгибным колебаниям ротора.

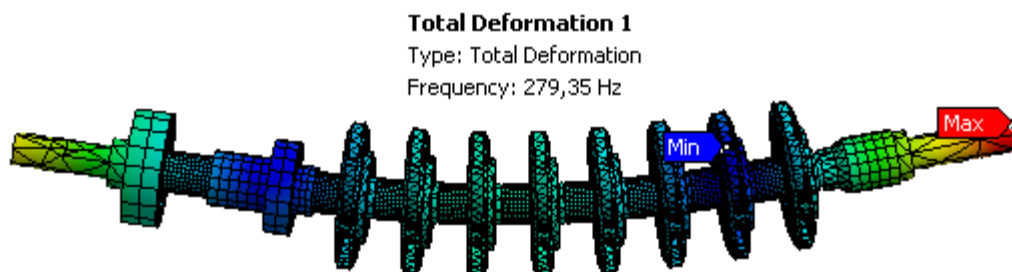


Рис.2. Первая частота и форма собственных колебаний свободного ротора

Ясно также, что «высокочастотные» колеса с лопатками могут быть представлены в виде инерционно-эквивалентных дисков простой цилиндрической формы. Последнее позволяет существенно снизить размерность конечно-элементной модели ротора и упростить дальнейшие расчеты путем перехода от колес с лопатками и примыкающими втулками к инерционно-эквивалентным дискам (рис.3).

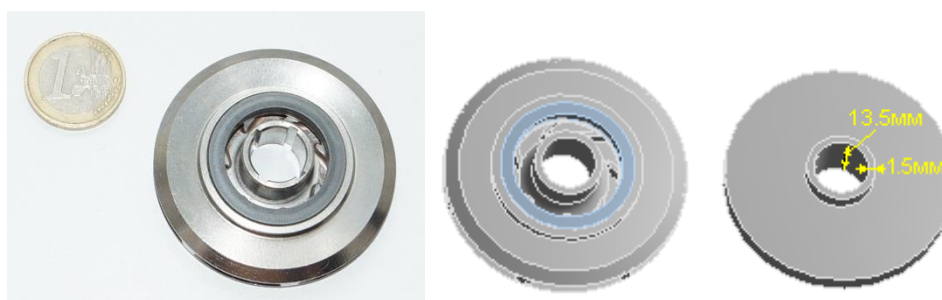


Рис.3. Фотография и твердотельная модель лопаточного колеса насоса и его инерционно-эквивалентный диск

Рис.4 иллюстрирует конечно-элементную модель ротора с инерционно-эквивалентными дисками, расположенными так, что их центры инерции геометрически примерно совпадают с местами центров инерций лопаточных колес на валу насоса. В составе этой модели гораздо меньше конечных элементов. Условия сопряжения на совпадающих цилиндрических поверхностях модели прежние, т.е. на параллельных оси из них – беззазорное соединение с возможностью разделения при колебаниях в нормальном направлении и скольжения вдоль оси с коэффициентом трения 0.1, а на торцовых – то же самое только с нулевым коэффициентом трения скольжения.



Рис.4. Конечно-элементная модель свободного ротора насоса уменьшенной размерности (с инерционно-эквивалентными дисками, всего 4105 элементов)

На основании проверочного расчета низшей собственной частоты и формы (рис.5) имеются явные предпосылки для достаточности точности конечно-элементной модели ротора с инерционно-эквивалентными дисками при дальнейшем её использовании.

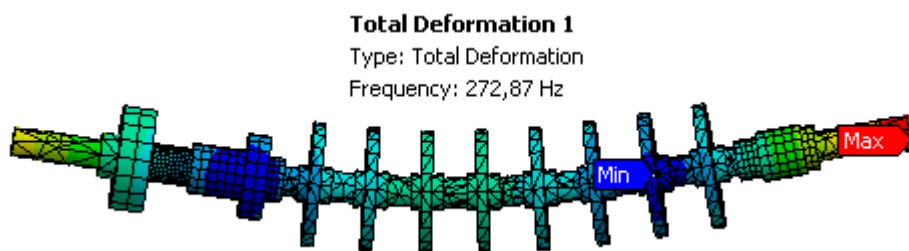


Рис.5. Первая частота и форма собственных колебаний свободного ротора

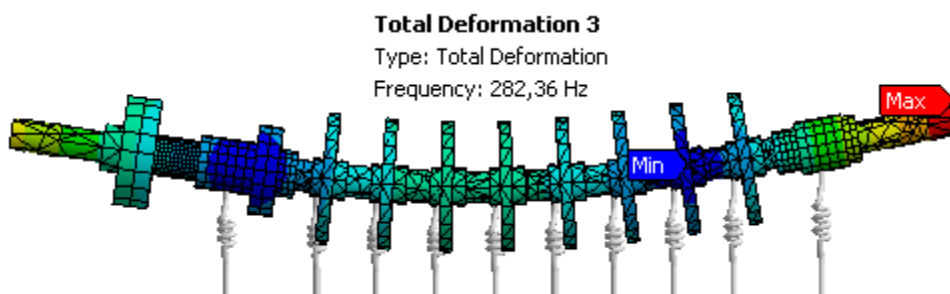


Рис.6. Первая частота и форма собственных колебаний свободного ротора с гидроопорами

Конечно-элементное моделирование неизношенного ротора - без зазоров между валом и насаженными втулками - показывает, что он может считаться жестким на условных пружинах.

Порождаемая жидкостью в десяти кольцевых щелях суммарная номинальная гидравлическая жесткость $K_h = m(\frac{1}{2}\omega_n)^2 = 322,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Конечно-элементное моделирование ротора со свободными концами и десятью прикрепленными гидроопорами, жесткостью $k_h = 32,25 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$ каждая, дает небольшое повышение изгибной собственной частоты ротора (рис.6).

Наличие шлицевых-эвольвентных соединительных муфт на концах ротора соответствует наложению граничных условий типа «защемление». Результаты конечно-элементного анализа ротора с защемленными концами и прикрепленными аналогичными пружинами приведены на рис.7 и 8.

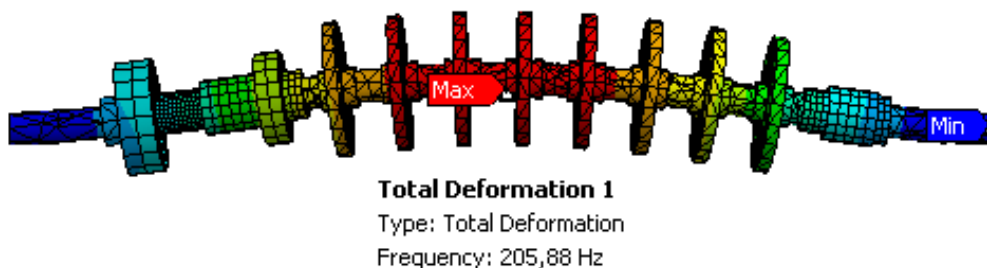


Рис.7. Первая частота и форма собственных колебаний ротора с защемленными концами

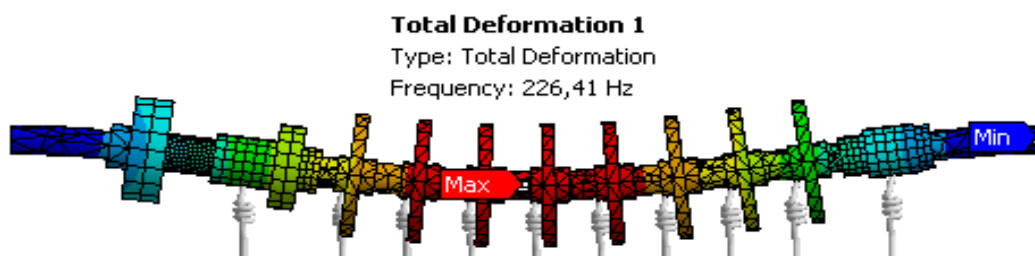


Рис.8. Первая частота и форма собственных колебаний ротора с защемленными концами и гидроопорами

Здесь наряду с существенным понижением изгибной собственной частоты, эффект жесткости кольцевых щелей-дресселей более заметный. Причем благодаря гидравлическому повышению на ≈ 20 Гц, стандартная в теории балансировки граница между жестким и гибким ротором остается не достижимой ($0.8 \times 226 \approx 181 > 167$ Гц), и все еще допустимо рассматривать неизношенный ротор как твердое тело на упругих опорах.

Однако этот условный порог ротор может преодолеть в эксплуатации из-за утончения вала при задевании уплотнений или/и предельного износа сопряжений. Ниже предполагается второе – критическая разболтанность концевых (муфтовых) соединений, что смоделировано граничными условиями типа «свободное опирание», а также посадок лопаточных колес на вал до явных люфтов, что представлено обнулением коэффициента трения скольжения между ними. Для такого состояния собственные колебания ротора примут вид как на [рис.9](#).

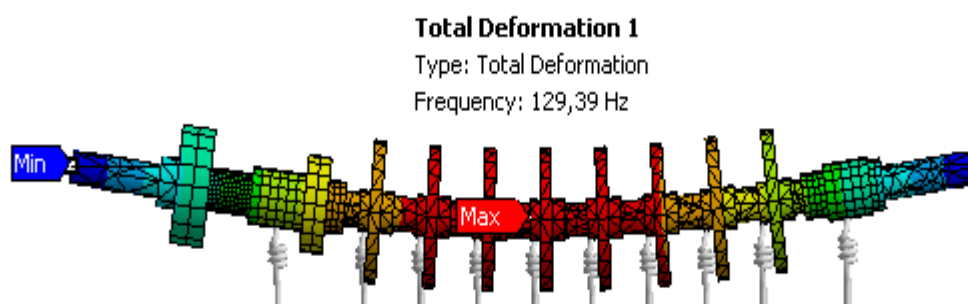


Рис.9. Первая частота и форма собственных колебаний ротора со свободно опертыми концами и гидроопорами

Если в процессе эксплуатации низшая роторная частота сместится в рабочий диапазон, то при работе насоса прямолинейная форма прецессии ротора сменится изгибной, причем в случае резонанса с потерей устойчивости под действием его собственной неуравновешенности.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки России в рамках Федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014-2020 годы», Соглашение о предоставлении из федерального бюджета грантов в форме субсидий в соответствии с пунктом 4 статьи 78.1 Бюджетного кодекса Российской Федерации № 075-15-2019-043 от 4 июня 2019 г., проект RFMEFI60717X0191.

Литература

1. Moaveni S. Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS. Pearson Education. 3rd Edition, 2008. 868 p.
2. Огородникова О.М. Расчет конструкций в ANSYS. Сборник учебных материалов. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2009. 454 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ МАССЫ ЭКЗОСКЕЛЕТА НИЖНИХ КОНЕЧНОСТЕЙ ЧЕЛОВЕКА¹

LOW LIMB EXOSKELETON MASS OPTIMIZATION

Орлов¹ И.А. – к. м-ф. н., н.с, Алисейчик¹ А.П. – к. м-ф. н., н.с,
Подопросветов² А.В. – м.н.с, Грибков² Д.А. – м.н.с.

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва

²Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН, Москва

e-mail: i.orlov@imash.ru, atooxa@gmail.com, llecxis@gmail.com, legovas@gmail.com

Abstract. This work is devoted to optimizing the mass of the exoskeleton for the musculoskeletal system of a person, is a continuation of the strength calculation of the supporting structure of the exoskeleton. The work presents the most loaded nodes according to the results of strength analysis, and also summarizes the results of mass optimization for machined parts.

Key words: Exoskeleton mass, weight reduction, strength calculation.

Аннотация. Данная работа посвящена оптимизации массы экзоскелета для опорно-двигательного аппарата человека, является продолжением прочностного расчета несущей конструкции экзоскелета. В работе представлены наиболее нагруженные узлы по результатам прочностного анализа, а так же приведены сводные результаты оптимизации массы по обработанным деталям.

Ключевые слова: Масса экзоскелета, снижение массы, прочностный расчет.

Введение

Данная работа является продолжением прочностной оптимизации пассивного экзоскелета для опорно-двигательного аппарата человека. Рассмотрена задача проверочного расчёта экзоскелета состоящая из нескольких подзадач:

1. Создания модели уравнивания экзоскелета.
2. Выбор расчётных случаев нагружения, выбор расчётных конфигураций экзоскелета.
3. Конечно-элементный расчёт: определение наиболее тяжело нагруженных зон конструкции.

Прочностная оптимизация

В ходе расчёта выявлены следующие наиболее напряжённые зоны конструкции (Рис. 1):

1. Полиамид: зона упора верхнего крепления силового цилиндра в полиамид.
2. Стальная закладная деталь голени: зона «перегиба».
3. Стальная закладная деталь бедра: нижний пояс.

Оптимизация включает в себя:

1. Удаление неработающего материала из конструкции и добавление материала в тяжело нагруженных зонах (зона №1 и зона №2).
2. Указания к смене материалов некоторых деталей.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-20068 молавед, № 18-08-01441 А

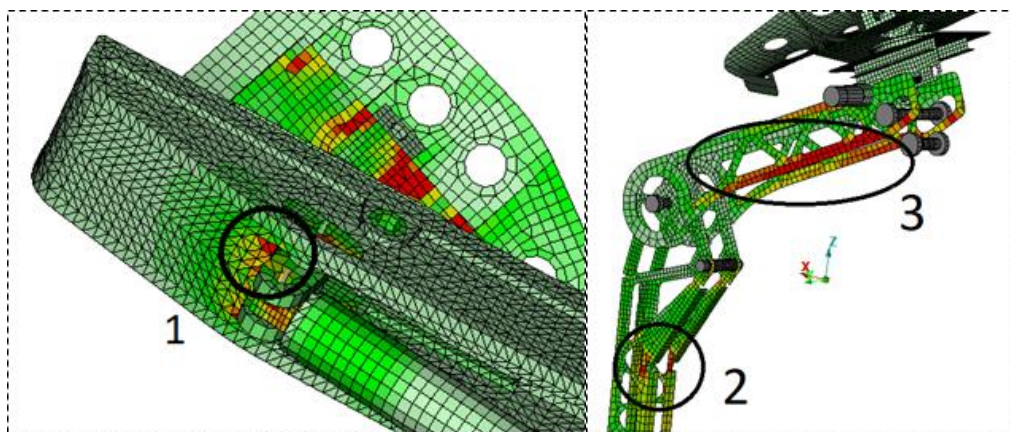


Рис. 1 Наиболее нагруженные зоны конструкции. Цветом показано напряжение по Вон-Мизесу

Последовательно рассмотрим все зоны, подвергшиеся оптимизации. На некоторых картинках для сравнения будет показываться слева (либо снизу) – оригинальная деталь; справа – деталь после оптимизации. Везде ниже указывается масса, сэкономленная для одной ноги экзоскелета.

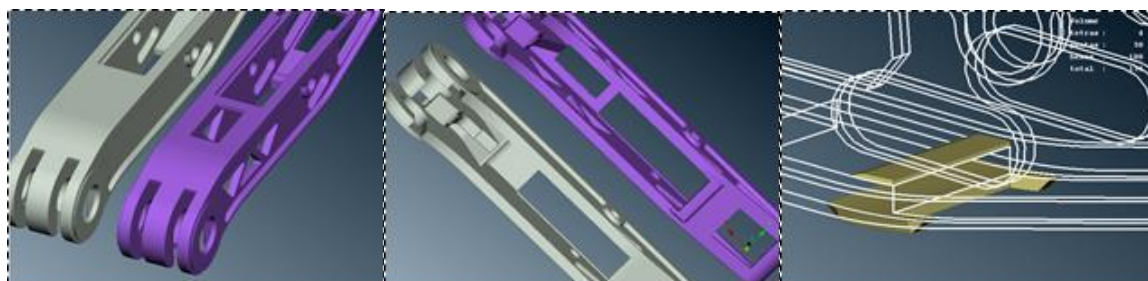


Рис 2. Бедренное звено экзоскелета (Удаление/добавление материала)

Из бедра удалён материал, а также добавлено усиление в зоне упора верхнего крепления силового цилиндра в полиамид. Сэкономленная масса составляет 78 г.

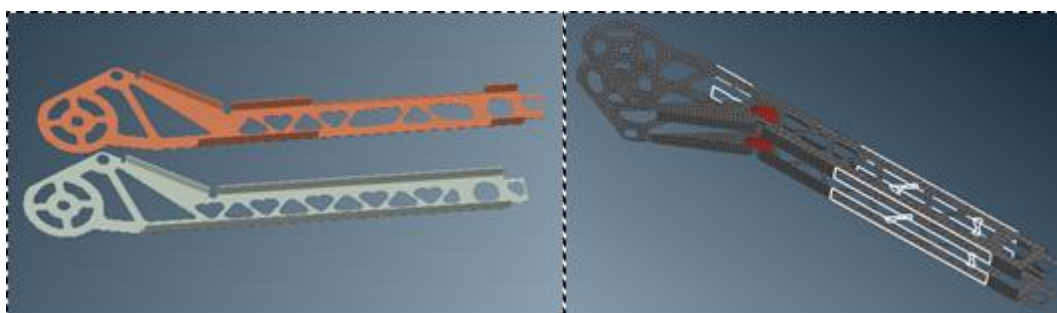


Рис 3. Закладная деталь голени

В одной ноге экзоскелета заложено две симметричных закладных детали. Суммарная сэкономленная масса 45 г. Оптимизация данной детали включает:

- Усиление напряжённой зоны (на правом рисунке – усиление обозначено красным треугольником).
- Удаление неработающего материала из конструкции.
- Смена марки стали с Сталь 20 на 09Г2С.

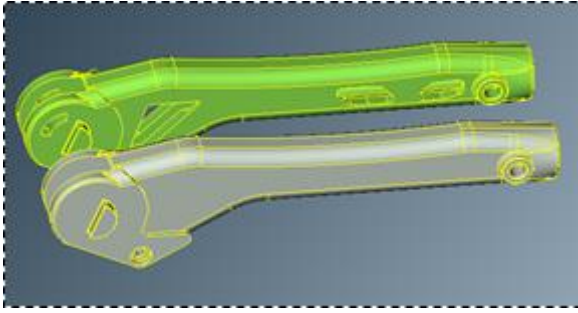


Рис 4. “Голень” экзоскелета



Рис 5. Коленные накладки (алюминий)

Из детали голень удалён 41 г неработающего материала. На рисунке 5 показана оптимизированная форма накладки (добавлены облегчающие отверстия). На одной ноге экзоскелета находится 2 накладки. Общая сэкономленная масса составляет 5 г.

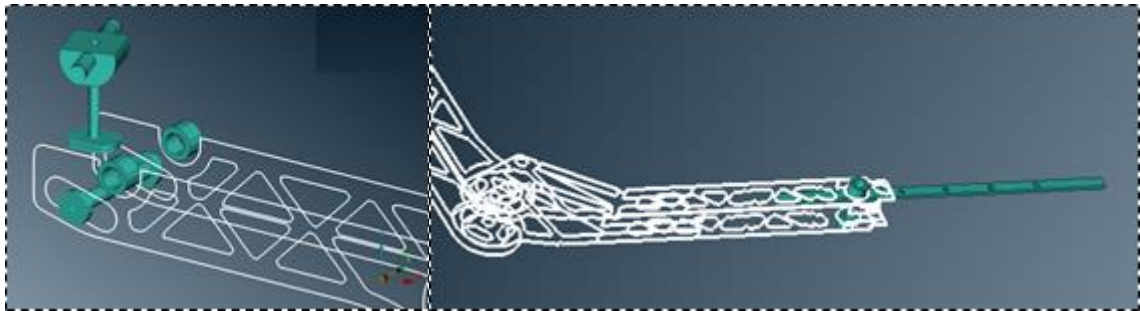


Рис. 6 Зеленым обозначена часть фурнитуры экзоскелета

В силу слабой нагруженности указанных ниже деталей, возможно изменение материала со стали на более лёгкий алюминий (марки Д16). В таблице и на рисунках описаны подвергшиеся смене материала детали.

Табл. 1. Оптимизированные детали

Деталь	Сэкономленная масса (г)
Стальные детали механизма седушки (левый рисунок)	54
Главная сквозная ось бедра (левый рисунок)	22
Втулки бедра (левый рисунок)	11
Втулки голени (левый рисунок)	11
Приклеиваемая «полоска» выдвигной стопы (правый)	38

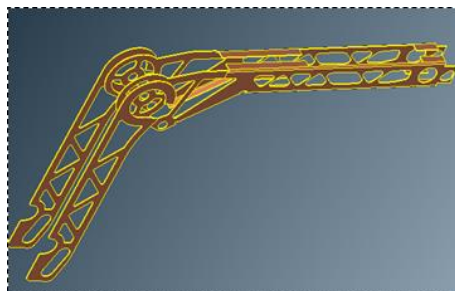


Рис. 7 Закладные детали в экзоскелете

Основную нагрузку конструкция воспринимает через стальные закладные детали. В исходной конструкции применяется сталь марки Сталь 20, обладающая низкой прочностью (предел текучести 206 МПа). В связи с этим рекомендуется сменить марку

стали на 09Г2С (предел текучести 345 МПа), либо на близкую к ней по прочности (с пределом текучести не менее 300 МПа).

Заключение

Табл. 2. Масса, сэкономленная для одной ноги экзоскелета

Деталь	Метод	Сэкономленная масса (г)
Полиамид бедра	Удаление материала	78
Коленные накладки	Удаление материала	5
Закладные детали голени	Удаление материала	45
Полиамид голени	Удаление материала	41
Стальные детали механизма седушки	Смена материала	54
Главная сквозная ось бедра	Смена материала	22
Втулки бедра	Смена материала	11
Втулки голени	Смена материала	11
Приклеиваемая «полоска» выдвигной стопы	Смена материала	38
	Итого	305

За счёт удаления/добавления материала суммарно экономится 169 г (для одной ноги). За счёт замены стальных деталей на алюминиевые экономится 136 г (для одной ноги).

В ходе оптимизации достигнуто снижение веса на 610 г суммарно для обеих ног.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-20068 моладед, № 18-08-01441 А

Литература

1. СНиП II-23-81* Стальные конструкции.
2. MSC NASTRAN 2012, Linear Static User's Guide.
3. Suspa gas Springs: Lift, support, damping and adjustment devices.
4. MSC NASTRAN 2012, Design Sensitivity and Optimization.
5. V. H. Arakelin and M. R. Smith, Mechanisms and Machine Theory, 1999

ПРОЧНОСТНЫЙ РАСЧЕТ ЭКСОСКЕЛЕТА НИЖНИХ КОНЕЧНОСТЕЙ ЧЕЛОВЕКА¹

EXOSKELETON STRENGTH CALCULATION OF THE HUMAN LIMBS

Орлов¹ И.А. – к. м-ф. н., нс, Алисейчик¹ А.П. – к. м-ф. н., нс,
Подопросветов² А.В. – мнс, Грибков² Д.А. – мнс.

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва

²Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН, Москва

e-mail: i.orlov@imash.ru, atooxa@gmail.com, llecxis@gmail.com, legovas@gmail.com

Abstract. Wearable passive exoskeletons are widely used in conveyor and assembly plants in Europe. One of the critical parameters for wearable devices is mass. This work presents the creation of model based on the load, the choice of calculations loading, verification of reliable calculations and evaluation, the creation of a finite element model method in the NASTRAN environment.

Key words: Exoskeleton mass, weight reduction, strength calculation.

Аннотация. Носимые пассивные экзоскелеты широко применяются на конвейерных и сборочных производствах в Европе. Одним из критических параметров для носимых устройств является масса. В данной работе проводится создание модели уравновешенного экзоскелета под нагрузкой, выбор расчётного случая нагружения, проверочный прочностной расчёт с оценкой запаса прочности методом создания конечно-элементной модели в среде NASTRAN.

Ключевые слова: Масса экзоскелета, снижение массы, прочностный расчет.

Введение

Под пассивным экзоскелетом в данной работе будет пониматься носимая механическая конструкция с жилеткой, поясом и ремнями(стропами) фиксации, надеваемыми на оператора. Данная конструкция не стесняет движение повторяя движения оператора, и сохраняя полный объём движения мышц человека.

Полная задача оптимизации экзоскелета разбита на несколько этапов. В качестве подзадач этапов выделяются:

1. Проверочный прочностный расчет
 - a. Создание уравновешенной модели экзоскелета.
 - b. Модельная нагрузка экзоскелета.
 - c. Прочностный расчет.
2. Оптимизация массы конструкции
 - a. Снижение веса конструкции с 4.6 кг до 4.0 кг и более.
 - b. Выдача дополнительных рекомендаций по изменениям характерных узлов конструкции.

Описание модели

В рабочем положении экзоскелет нагружается следующими силами: собственный вес, реакция земли, реакция оператора перпендикулярно седушке, реакция сила трения оператора, сила натяжения бёдерных строп.

Испытания экзоскелета показывают, что силы натяжение «стремлян» (крепление экзоскелета к стопе оператора), сила трения подпятника экзоскелета о землю и натяжение плечевых лямок вносят несущественный вклад. Согласно принципам теоретической механики, для равновесия твёрдого тела необходимо и достаточно, чтобы равнялись нулю сумма действующих на твёрдое тело сил и моментов сил. Далее нагружение будет

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-20068 молавед, № 18-08-01441 А

рассматриваться только в вертикальной плоскости экзоскелета (проекциями сил, действующими из плоскости – пренебрегаем). Поскольку количество учитываемых неизвестных сил (7 сил = 14 проекций) значительно превосходит количество уравнений (равенство нулю суммы сил даст 2 уравнения, равенство нулю сумм моментов даст 1 уравнение) – экзоскелет нельзя уравновесить исходя лишь из уравнений статики.

Для разрешения данной проблемы в Wolfram Mathematica была создана программа, в которой пользователем вручную задаётся соотношение нагрузок, наиболее приближенное к реальному нагружению и на основе проекций центра масс оператора и экзоскелета, положения ног оператора и подпятника экзоскелета программа делает вывод о том находится ли оператор при этом в равновесии

В функционал программы входит (Рис. 1):

- Регулировка положений: Седушки, Выдвижной стопы, Длины рабочего цилиндра, Наклона экзоскелета к горизонту.
- Зона задачи соотношения основных сил пользователем
- Информация об уравновешивании:
 - Сил, действующих на экзоскелет
 - Моментов, действующих на экзоскелет относительно точки опоры
 - Сил, действующих на оператора
 - Программа определяет положение ЦМ оператораа исходя из равенства нулю действующих на него моментов
- Итоговые величины сил.
- Визуальное отображение сил: на экзоскелет (красные векторы), на оператора (синие векторы)

Случай нагружения

Для прочностного проверочного расчёта принят наиболее характерный случай нагружения в его экстремальном варианте:

- Средние положения седушки, выдвижной стопы и цилиндра
- Вес оператора составляет 80 кг
- Вес экзоскелета составляет 5 кг (с учётом «обвески»)
- Весь вес оператора сосредотачивается на одной ноге экзоскелета.

При проведении расчётов и оптимизации будем стремиться сохранить запас прочности 2.0 по отношению к обозначенному случаю нагружения.

Проверочный прочностный расчет

Для проведения проверочного расчёта экзоскелета создана конечно-элементная модель в среде NASTRAN. На данный момент применяется статический решатель SOL 101. В модели применяются 1D (Beam), 2D (Shell), 3D (Tetra, Penta, Hexa) и RBE3 элементы. Связь стальных закладных деталей с полиамидом в силу тонкостенности первых (1мм) выполнена «узел-в-узел» с 3D-элементами полиамида. Закладные детали моделируются Shell-элементами. В модели детально воспроизводятся, передача плоскостных и цилиндрических сил в колене, шарнирное крепление пневматического цилиндра, передача силы «через воздух» в пневматическом цилиндре, степени свободы и способы крепления в седушке, выдвижной стопе, различные болтовые/осевые соединения.

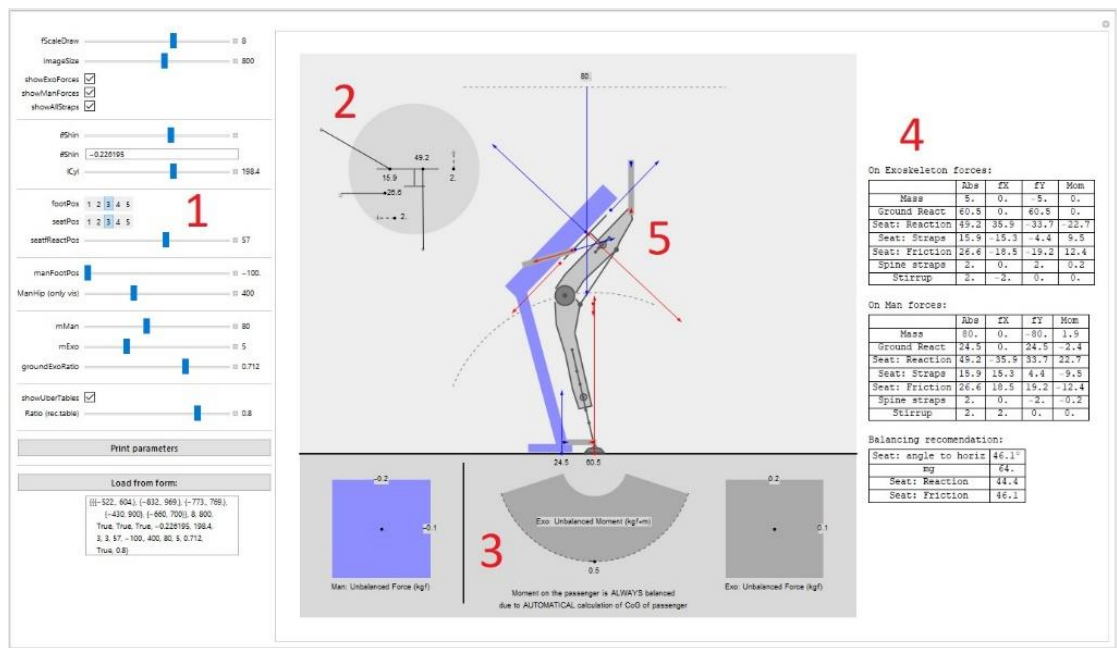


Рис.1. Внешний вид программы уравновешивания – общий вид

Применяемые в модели материалы и их характеристики сведены в Таблицу 1. Для пластичных материалов расчёт идёт по пределам текучести, для хрупких – по пределам прочности («временные» пределы).

Табл.1. Применяемые материалы в конструкции

Материал	Плотность, г/м ³	Жёсткость, ГПа	Пласт/Хрупк	σ_T , МПа	σ_T , Мпа
Сталь 20	7850	210	П	206	517
Алюминий Д16	2780	73	П	96	165
Алюминий 1600	2700	69	П	27	69
Полиамид	1150	2.28	Х	-	36
Углепластик	1500	180*	Х*	-	1500*
Фторопласт-4	2200	2.6	Х	-	71.5

*Для углепластика указана жёсткость/прочность при растяжении оси выдвигной голени. В плане разрушения волокон вдоль этой оси – углепластик ведёт себя как хрупкий материал.

В силу изотропности всех материалов за исключением углепластика – далее будут анализироваться только напряжения по Вон-Мизесу.

Результаты расчетов

Общий вид расчётной модели показан на Рис. 2 (левый). Напряжение в стали достигает 136 МПа (Рис. 2 (правый верхний)). При пределе текучести 206 МПа запас прочности составляет 1.5. На данный момент усилие с верхнего крепления газлифта передаётся через «качалку» (не показана на рисунке) напрямую на полиамид бедра (Рис. 2 (правый нижний)). В полиамиде при этом достигаются напряжения порядка 21 МПа (предел прочности 36 МПа). Запас прочности составляет 1.7.

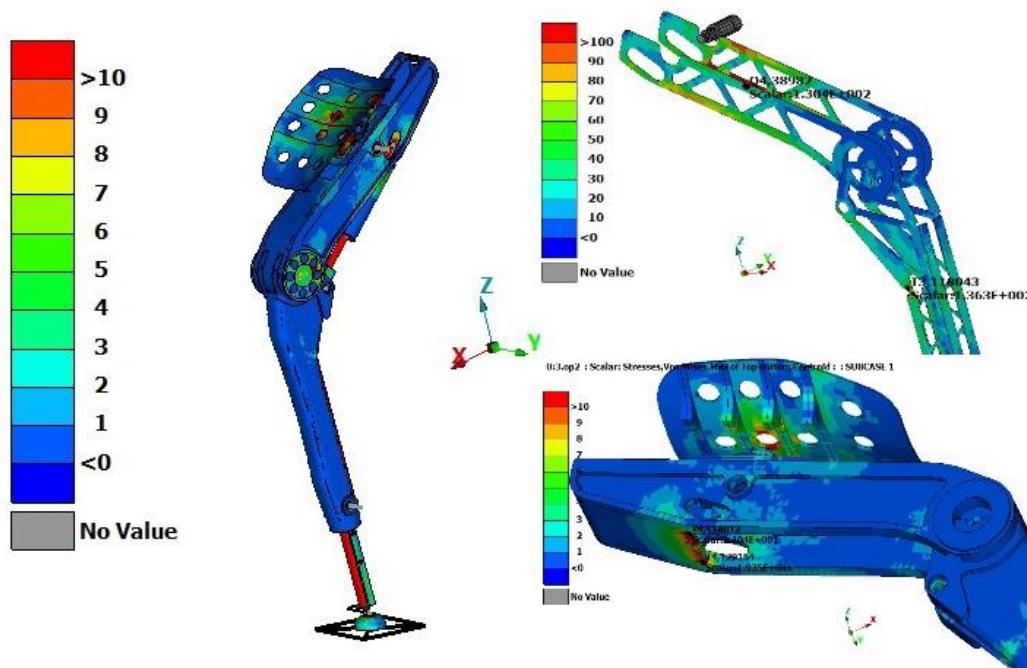


Рис.2. Результаты расчётов

Вопреки ожиданиям, нижняя точка крепления газлифта не нагружена. Напряжения в полиамиде не превышают 10 МПа, что обеспечивает запас прочности более 2.0. Также отметим, что коленные накладные алюминиевые пластины воспринимают заметную часть нагрузки (напряжение достигает 15 МПа), поэтому их наличие в конструкции строго обязательно. Напряжения в дюралевой пластинке сидухи достигают 57 МПа. При пределе текучести 96 МПа запас прочности составляет 1.7. Напряжения в углепластике достигают величин порядка 37 МПа, что на порядок меньше прочности углепластика на сжатие.

Заключение

На данный момент конструкция в целом обладает довольно большим запасом прочности (за исключением лишь некоторых зон), благодаря чему можно ожидать после оптимизации снижение общего веса экзоскелета с 4.6 кг до 4.0 кг. Оптимизацию предполагается выполнить в первую очередь за счёт снижения массы полиамида. В дальнейшей работе предполагается. Проанализировать дополнительные случаи нагружения (в крайних положениях экзоскелета). Добавить в расчёт «боковую» (из плоскости экзоскелета) силу за счёт поворота сидухи. Провести весовую оптимизацию конструкции.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-20068 молавед, № 18-08-01441 А

Литература

1. СНиП II-23-81* Стальные конструкции.
2. MSC NASTRAN 2012, Linear Static User's Guide.
3. Suspa gas Springs: Lift, support, damping and adjustment devices.
4. MSC NASTRAN 2012, Design Sensitivity and Optimization.
5. V. H. Arakelin and M. R. Smith, Mechanisms and Machine Theory, 1999.
6. Бабенков И.С. Основы статики и сопротивления материалов. М., 1988

**ПОВЫШЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДЕТАЛИ
РАКЕТЫ-НОСИТЕЛЯ**
*IMPROVING THE STRENGTH CHARACTERISTICS OF THE BOOSTER
PARTS*

Осипов А.С. – студент, **Петухов С.Л.** – к.т.н., доцент
Московский политехнический университет
tomash@mospolytech.ru

Abstract. The paper discusses the use of microarc oxidation of a fuel tank component of a launch vehicle. The optimal parameters of the coating conditions and the electrolyte composition for the aluminum alloy AMg6M are presented. The increase in the mechanical characteristics of the product has been confirmed. The results of experimental studies have confirmed the effectiveness of the new part manufacturing process.

Key words: microarc oxidation, mechanical strength, rocket-structure.

Аннотация. В работе рассматривается применение микродугового оксидирования детали топливного бака ракеты-носителя. Приведены оптимальные параметры режимов нанесения покрытия, состава электролита для алюминиевого сплава АМг6М. Подтверждено повышение механических характеристик изделия. Результаты экспериментальных исследований подтвердили эффективность нового процесса изготовления детали.

Ключевые слова: микродуговое оксидирование, механическая прочность, ракетостроение.

Создание ракетно-космических комплексов сложная научно-техническая проблема. Актуальной задачей в этой сфере является снижение веса космических аппаратов и соответственно снижение затрат на их запуск. Эффективным путем решения этой задачи является разработка и внедрение современных технологий изготовления деталей. В статье обоснована целесообразность внедрения микродугового оксидирования вместо анодирования фланца крышки топливного бака ракеты-носителя.

Важным преимуществом является сокращение штучного времени на изготовление детали, так как микродуговое оксидирование, в отличие от анодирования, не требует тщательной очистки поверхности. При микродуговом оксидировании поверхность очищается за счет электрических разрядов. Процессы микродугового оксидирования обладают более высокой скоростью нанесения покрытия и обеспечивают большую коррозионную стойкость нежели анодирование. Отличительной особенностью микродугового оксидирования является экологическая безопасность, так как процесс нанесения покрытия протекает в дистиллированной воде с нетоксичными химическими компонентами.

При микродуговом оксидировании на поверхности детали образуется многофункциональное покрытие, обладающие высокой твердостью, прочностью, коррозионной и химической стойкостью, преимущественное обеспечение каждого из которых как в отдельности, так и в совокупности зависит от различных факторов, таких как материал детали, состав и концентрация электролита, режимы нанесения покрытия.

Внедрение микродугового оксидирования позволит повысить прочностные характеристики детали, что даст возможность скорректировать ряд конструктивных характеристик, и в итоге снизить массу изделия.

Процессы микродугового оксидирования и их влияние на адгезионные, антикоррозионные и износостойкие свойства поверхности освещены в технической литературе, приведен ряд зависимостей химического состава и концентрации электролита, режимов нанесения покрытия на качество формируемого слоя [1-2].

Однако, следует отметить, что приводимые результаты исследований недостаточно информативны и часто неоднозначны, поэтому решение конкретных производственных задач по получению необходимых механических свойств требует дополнительных исследований и последующей корректировки инженерных решений.

В работе приведены результаты экспериментального исследования влияния процесса микродугового оксидирования на механические свойства детали. Для получения нужного слоя покрытия состав электролита и условия электролиза подбираем экспериментально.

Для корректировки технологических режимов были изучены основные параметры, влияющие на получение требуемого слоя покрытия. Такими параметрами являются: сила тока, напряжение, время обработки. Интервалы численных значений каждого параметра и шаг их варьирования приведены в таблице 1.

Табл. 1. Параметры микродугового оксидирования

	Сила тока, [А]	Напряжение, [В]	Время обработки, [мин]
Диапазон	20÷40	300÷500	10÷30
Шаг варьирования	10	100	10

Соотношение анодных и катодных токов в процессе обработки сохранялось постоянным и равнялось единице.

В качестве электролита использовался раствор на основе дистиллированной воды с добавками жидкого стекла Na_2SiO_3 и едкого калия KOH . Общий объем электролита составлял 40 литров. В качестве образцов были выбраны пластины из АМг6М 250×30 мм толщиной 7 мм. Предел текучести материала - $\sigma_{0,2} = 157 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$. В ходе эксперимента был испытан 81 образец – три группы по 27 образцов. Численные значения добавок для каждой концентрации электролита приведены в таблице 2.

Табл. 2 – Концентрация раствора электролита

№ опыта	№ образцов	Na_2SiO_3 [г/л]	KOH [г/л]
1	1÷27	2	2
2	28÷54	2	4
3	55÷81	4	2

По результатам испытаний установлено, что большее значение предела текучести получено для условий опытов третьей группы. Среднее значение выходного параметра составило $180 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2$.

Необходимо провести расчет фактического безмоментного напряжения на фланце бака для определения возможности снижения толщины изделия на $1 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ [3]. Расчет напряжения σ_0 , которое испытывает базовый фланец без применения микродугового оксидирования, производится следующим образом:

$$\sigma_0 = \frac{R \times p}{2 \times \delta_{\min}} = \frac{2265 \times 0,995}{2 \times 8} = 14,08 \text{ кгс/мм}^2 = 138 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \quad (1)$$

где: R – радиус сферы фланца [мм];

p – расчетное давление в емкости бака [кгс/мм²];

δ_{\min} – минимальная толщина изделия [мм].

Вычислим запас прочности η_0 изделия, который определяется как отношение предела текучести материала без покрытия к фактическому напряжению σ_0 :

$$\eta_0 = \frac{157 \cdot 10^6}{138 \cdot 10^6} = 1,13 \quad (2)$$

Аналогично проведем расчет фактического безмоментного напряжения на фланце бака после снижения толщины детали на $1 \cdot 10^{-3}$ м.

$$\sigma = \frac{R \times p}{2 \times \delta_{min}} = \frac{2265 \times 0,995}{2 \times 7} = 17,09 \text{ кгс/мм}^2 = 168 \cdot 10^6 \text{ Н/м}^2 \quad (3)$$

Вычислим запас прочности η изделия после обработки микродуговым оксидированием и фактическим напряжением, которое испытывает изделие при снижении толщины на $1 \cdot 10^{-3}$ м:

$$\eta = \frac{180 \cdot 10^6}{168 \cdot 10^6} = 1,07 \quad (4)$$

Таким образом в статье экспериментально обоснована эффективность внедрения микродугового оксидирования для детали топливного бака ракета-носителя, предложены оптимальные режимы нанесения покрытия. Данная технология позволит уменьшить вес изделия и снизит затраты на эксплуатацию агрегата.

Литература

1. Микродуговое оксидирование (теория, технология, оборудование) / И. В. Суминов, А. В., Эпельфельд и др. М.: Экомет, 2005. 352 с.
2. Шандров Б.В., Морзов Е.М., Жуковский А.В. Основы технологии микродугового оксидирования: учеб. Пособие М.: Альянс. 2008.
3. Биргер И.А., Мавлютов Р.Р. Соппротивление материалов. М.: Наука. 1986. 561 с.

К ИССЛЕДОВАНИЮ ДИНАМИКИ АВИАЦИОННЫХ ТРАНСМИССИЙ

TO THE STUDY OF AIRCRAFT TRANSMISSIONS DYNAMICS

Попов^{1,2} В.В. – старший преподаватель, инженер

¹МГТУ им. Н. Э. Баумана

²ООО «Альфа-Транзит»

vpopov.bmstu@gmail.com

Abstract. Gears are widespread in aircraft transmissions. When designing, it is necessary to determine the dynamic behavior and loads in the gears at the time of operation. To solve this problem requires the development and application of appropriate mathematical models. Gears mathematical model for non stationary analysis based on flexible multibody dynamics methods taking into account the multi-pairing gearing, clearances and stiffness characteristics of the transmission, is proposed in this paper.

Key words: spur gears, involute, multi-pair gearing, clearances, non stationary analysis, Newmark's method.

Аннотация. Зубчатые передачи получили широкое распространение авиационных трансмиссиях. При проектировании различных узлов важной задачей является определение динамического поведения и нагрузок в передачах в момент эксплуатации. Для решения данной задачи требуется разработка и применение соответствующих математических моделей. В настоящей работе предлагается модель зубчатой передачи для нестационарного динамического анализа, основанная на методе динамики упругих многокомпонентных систем с учетом многопарности зацепления, зазоров и жесткостных характеристик передачи.

Ключевые слова: зубчатая передача, эвольвента, многопарное зацепление, зазоры, нестационарный анализ, метод Ньюмарка.

При проектировании авиационных редукторов и трансмиссий важной задачей является определение динамического поведения и нагрузок в передачах в процессе эксплуатации. Для решения данной задачи требуется разработка и применение соответствующих математических моделей [1-5], которые позволяют проводить динамический нестационарный анализ с учетом многопарности зацепления, зазоров и упруго-демпферных характеристик передачи, а также влияния других элементов трансмиссий – валов, подшипников и т.д.

Математическая модель зубчатой передачи

Рассмотрим упругое зубчатое эвольвентное зацепление двух колёс (Рис.1). Положение центров колёс в пространстве задается через радиус-векторы $\{r_{A0}\}$ и $\{r_{B0}\}$. В центре каждого колеса введены три взаимно перпендикулярных орта по следующему правилу: орт $\{e_{10}\}$ направлен к точке контакта колёс, орт $\{e_{30}\}$ перпендикулярен плоскости колеса и сонаправлен с осью колеса, орт $\{e_{20}\}$ направлен таким образом, что тройка ортов $\{e_{10}\}$, $\{e_{20}\}$, $\{e_{30}\}$ образовывали правую тройку векторов. Такой способ задания положения позволяет описывать практически любые виды зубчатых колёс.

Любые перемещения и повороты колес можно описать через вектор перемещения $\{u\}$ и поворота $\{\theta\}$. Таким образом, перемещение и повороты обоих колёс описывается через вектор состояния, имеющий 12 компонент

$$\{y\} = \{\{u_A\} \ \{\theta_A\} \ \{u_B\} \ \{\theta_B\}\}.$$

Положение колёс после перемещения и поворота описывается через новые радиус-векторы $\{r_A\}$ и $\{r_B\}$, а так же орты $\{e_1^A\}$, $\{e_2^A\}$, $\{e_3^A\}$ и $\{e_1^B\}$, $\{e_2^B\}$, $\{e_3^B\}$

$\{r_A\} = \{r_{A0}\} + \{u_A\}, \{r_B\} = \{r_{B0}\} + \{u_B\}, \{e_i^A\} = [L(\{\theta_A\})] \cdot \{e_{i0}^A\}, \{e_i^B\} = [L(\{\theta_B\})] \cdot \{e_{i0}^B\}$,
 где $[L(\{\theta\})]$ – тензор поворота [6].

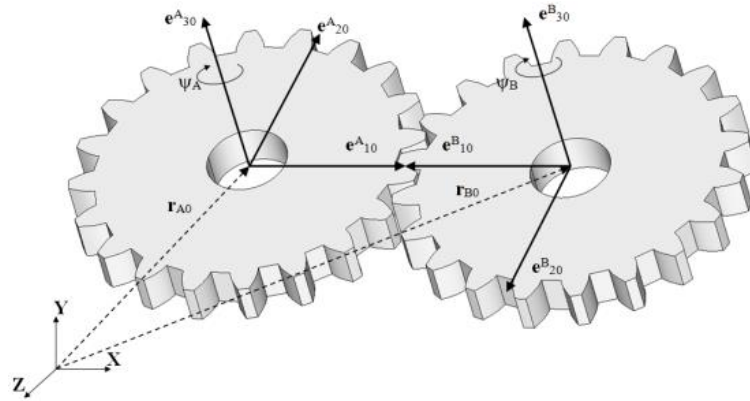


Рис.1. Зубчатое эвольвентное зацепление двух колёс

Ввиду упругости зацепления зубчатая передача в процессе движения приобретает упругую энергию равную

$$U = \sum_{i=1}^n \frac{k_i(\{y\})S_i(\{y\})^2}{2},$$

где k_i – жесткость зацепления одной пары зубьев зубчатой передачи; S_i – нормальное контактное смещение; n – количество пар зубьев в зацеплении. Вопросы об определении этих параметров рассматривались в работах [7] и [8].

С упругой энергией зацепления связаны выражения для компонент матрицы жесткости и вектора упругих сил

$$K_{ij} = \frac{\partial^2 U}{\partial y_i \partial y_j}; P_i = -\frac{\partial U}{\partial y_i}; i = 1 \dots 12; j = 1 \dots 12$$

которые используются при записи неявного уравнения динамики передачи

$$[M]\{\Delta \ddot{y}\} + [C]\{\Delta \dot{y}\} + [K]\{\Delta y\} = \{P\} + \{P_{inerc}\} + \{F\}$$

где $[M]$ – матрица масс передачи; $[C]$ – матрица демпфирования; $\{F\}$ – вектор внешних сил, $\{P_{inerc}\}$ – вектор инерционных сил. Матрица масс, матрица демпфирования и вектор внешних сил формируются аналогично из работ [9,10]. Решение уравнение динамики производится с помощью метода Ньюмарка [9].

Верификация модели зубчатой передачи

Для верификации модели зубчатой передачи решается задача о динамике цилиндрической зубчатой передачи, рассмотренной в работе [3] (Рис.2.). Передача вращается со скоростью 12000 об/мин и передает крутящий момент $T_2=945,8$ (размерность в исходной работе не указана). На рис.3. и 4. показаны графики сил в зацеплении и в вертикальном о направлении в опоре А, полученные в работе [3] и с помощью разработанной модели.

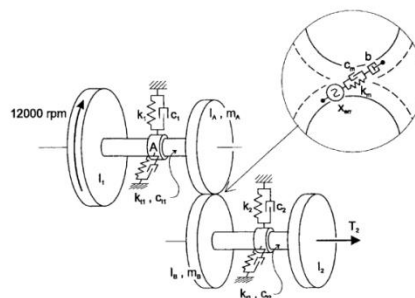


Рис.2. Схема верификационной задачи из работы [3]

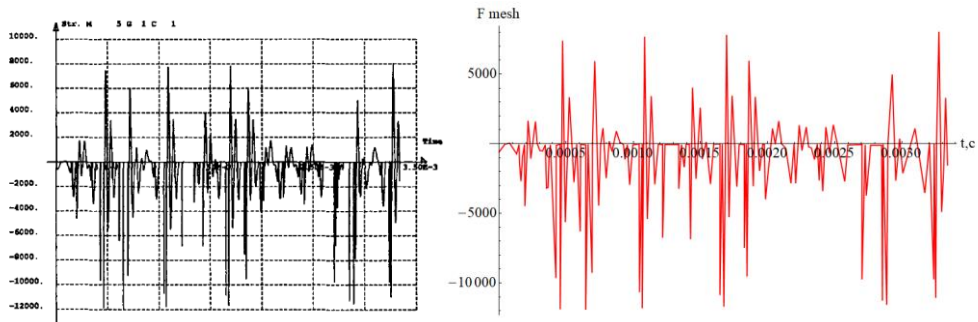


Рис.3. Графики силы в зацеплении в работе [3] (слева) и в настоящей работе (справа) от времени

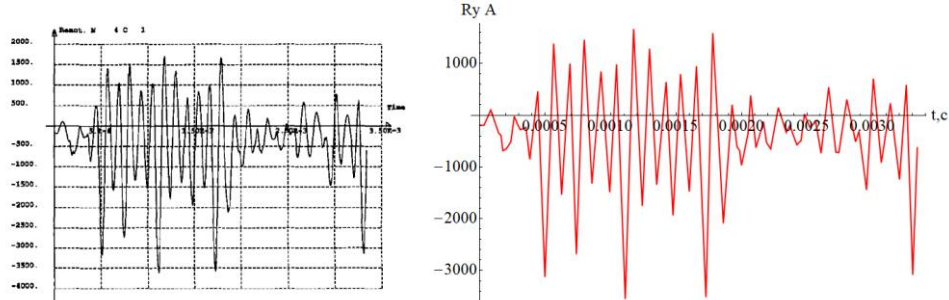


Рис.4. Графики вертикальной силы в опоре A в работе [3] (слева) и в настоящей работе (справа) от времени

Графики силы в зацеплении и реакции в опоре A, были получены для случая учета в зубчатом зацеплении ошибки передачи и окружного зазора. Результаты, представленные в работе [3] и полученные по разработанной в данной работе модели дают очень близкие результаты, что свидетельствует об корректности полученной модели и об возможности её использования в других задачах.

Применение модели

Разработанная модель зубчатой передачи внедрена в комплекс Dynamics R4 [11] и использовалась для моделирования турбовоздушного стартера (Рис.5). Полученная модель использовалась в частности для определения мгновенных собственных частот и форм колебаний стартера (Рис.6.). Корпусные детали и элементы ротора моделировались по работам [10,12].

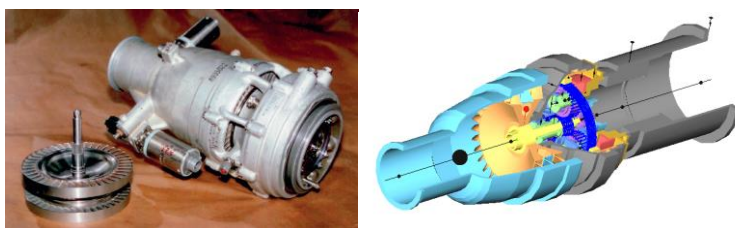


Рис.5. Турбовоздушный стартер и его модель в Dynamics R4

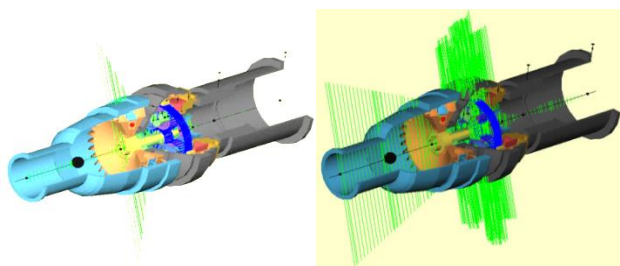


Рис.6. Первая (слева - 176,6 Гц) и вторая (справа - 433,2 Гц) собственные частоты модели стартера и соответствующие формы колебаний

Отметим тот факт, что предложенная модель может использоваться для моделирования не только отдельной передачи, но и сложных зубчатых механизмов с учетом валов, подшипников, корпус и других элементов, как представлено выше в расчете собственных частот и форм колебаний.

Выводы

В настоящей работе представлена трехмерная модель зубчатой передачи, которая позволяет проводить моделирование и анализ механизмов с учетом многопарности, зазоров, жесткостных и упруго-демпферных характеристик. Модель показала свою корректность на примере решения тестовой задачи из литературных источников. Модель является универсальной и имеет возможность соединения с другими моделями, моделирующими элементы конструкций машин – валами, подшипниками, корпусами и т.п. В связи с этой особенностью, данную модель можно рекомендовать к применению в анализе динамики авиационных трансмиссий.

Литература

1. Калинин Д.В., Темис Ю.М. Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов, Вестник СГАУ, т. 14, №3, ч.1, 2015, 193-202 с.
2. Jungho P., Jong moon H., Hyunseok O., Byeng D. Y., Sungho P., Joo-Ho C. Experimental approach for estimating mesh stiffness in faulty states of rotating gear, Annual conference of the prognostics and health management society, 2015, 1-7 p.
3. Cardona A. Three-dimensional gears modelling in multibody systems analysis, International journal for numerical methods in engineering, v.40, 1997, 357-381 p.
4. Попов В.В. Математическая модель динамики прямозубой эвольвентной зубчатой передачи, XXX Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов: Труды конференции, 2018 г., 354-356 с.
5. Попов В.В. Математическая модель прямозубой эвольвентной зубчатой передачи для решения задач динамики трансмиссий авиационных двигателей // Всероссийская научно-техническая конференция молодых ученых и специалистов «Авиационные двигатели и силовые установки». Тезисы конференции, 2019, 161-163 с.
6. Жилин П. А. Векторы и тензоры второго ранга в трехмерном пространстве. СПб.: Нестор, 2001. 276 с.
7. Попов В.В., Сорокин Ф.Д. Определение жесткостной функции эвольвентой прямозубой зубчатой передачи для моделирования движения зубчатых механизмов, XXVII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов: Труды конференции, 2015 г., 117-120 с.
8. Попов В.В. Определение нормального контактного смещения прямозубой эвольвентной передачи при моделировании движения зубчатых механизмов, XXVIII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов: Труды конференции, 2016 г., 85-88 с.
9. Géradin M., Cardona A. Flexible multibody dynamics: a finite element approach. – Chichester, England; New York, USA : John Wiley, 2001. – 327 с.
10. Попов В.В., Сорокин Ф.Д., Иванников В.В. Конечный элемент гибкого стержня с раздельным хранением накопленных и дополнительных поворотов для задач нелинейной динамики конструкций летательных аппаратов // Труды МАИ. 2018. № 99.
11. URL: <http://rotordynamics.ru> (доступно 09.10.19)
12. Попов В.В., Сорокин Ф.Д., Иванников В.В. Разработка конечного элемента гибкого стержня с раздельным хранением накопленных и дополнительных поворотов для моделирования больших перемещений элементов конструкций летательных аппаратов // Труды МАИ. 2017. № 92.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАЗВИТИЯ
УСТАЛОСТНЫХ ТРЕЩИН В СТАЛЯХ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНЫХ
КОНСТРУКЦИЙ ПРИ ЭКСПЛУАТАЦИОННОМ НАГРУЖЕНИИ¹**
*EXPERIMENTAL MODELING OF FATIGUE CRACK DEVELOPMENT IN
RAILWAY STRUCTURAL STEELS UNDER OPERATIONAL LOADING*

Пугачев М.С. – н.с., Лебединский С.Г. – к.т.н, с.н.с., Москвитин Г.В. – д.т.н., зав. лаб.
Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской академии наук
SLebedinski@Yandex.ru

Abstract. The estimation of the regularities of fatigue cracks development in the simulation of operational loading is carried out. The study was conducted in the prethreshold region of crack development. A method that uses a method to reduce the level of irregular operational loading while maintaining its similarity is applied. The decrease in the level of loading occurs with an increase in the malleability of the test specimen as the crack grows in it. The experimental dependences of the crack development rate on the number of operational loading blocks with the decrease of its level are obtained.

Key words: fatigue crack growth, operational loading, pre-threshold region.

Аннотация. Проведена оценки закономерностей развития усталостных трещин при моделировании эксплуатационного нагружения. Исследование проведено в предпороговой области развития трещин. Применён метод, который использует способ снижения уровня нерегулярного эксплуатационного нагружения с сохранением его подобия. Снижение уровня нагружения происходит с увеличением податливости испытываемого образца по мере роста в нём трещины. Получены экспериментальные зависимости скорости развития трещины от числа блоков эксплуатационного нагружения при снижении его уровня.

Ключевые слова: усталостный рост трещин, эксплуатационное нагружение, предпороговая область.

Исследованию закономерностей развития усталостных трещин при эксплуатационном нагружении посвящено значительное число работ [1,2]. Процессы накопления повреждений, особенно при низких, предпороговых уровнях нагружения, когда трещина проходит стадии локального формирования со сменой механизмов разрушения [3], определяются многими факторами. Учитывая это, важно накапливать соответствующие экспериментальные данные для дальнейших теоретических обобщений. Особый интерес для разработчиков железнодорожных конструкций представляют закономерности развития усталостных трещин при низких уровнях эксплуатационных напряжений с учётом характера нерегулярности процессов нагружения.

Определение закономерности изменения скорости развития трещины при снижении уровня эксплуатационного нагружения с сохранением его подобия

Для исследования влияния характера нерегулярности нагружения на развитие усталостных трещин важно при снижении уровня нагружения сохранить основные соотношения между циклами исходного процесса и очерёдность их действия. То есть, сохранить подобие первоначального процесса, но при этом обеспечить постепенное снижение его уровня. Результаты начальных экспериментальных исследований, в целях достижения этого представлены в работе [4]. Здесь приводятся результаты исследований,

¹ Работа поддержана РФФИ проект №17-08-01513А

проведённых в более расширенном формате. Работа проводилась в следующей последовательности. На стандартный образец типа 3 (внецентренное растяжение) [5] при наличии в нём исходной усталостной трещины прикладывался блок циклов эксплуатационной нагрузки. Одновременно с этим велась запись сигнала с двухконсольного экстензометра. Экстензометр устанавливался по принятой схеме для измерения смещения на торцевой поверхности образца с помощью накладных опорных призм [5]. Таким образом, был записан процесс смещения берегов трещины (раскрытия) при управлении (контроле) по каналу нагружения. Затем, делается переход на воспроизведение зафиксированной записи процесса раскрытия (податливости) испытываемого образца. В первый момент, когда трещина ещё не сместилась, такая программа воспроизведения процесса податливости даёт процесс нагружения, полностью идентичный исходному, когда проводилась запись раскрытия. Далее, по мере роста трещины жёсткость образца снижается и, соответственно, возрастает его податливость. И чтобы, отработать записанный ранее с экстензометра процесс раскрытия (а именно по нему ведётся контроль работы испытательного стенда) нужно с ростом трещины всё меньшее прикладывать усилие. То есть, нагрузка с ростом трещины постепенно будет снижаться с сохранением подобия исходного эксплуатационного процесса. Предварительно проведён расчётный анализ изменения коэффициента интенсивности напряжения (КИН). Это сделано для конкретного размера образца и фиксированной длины усталостной трещины, при которой далее проводятся испытания. Из расчётного анализа следует, что контролируя две противоположные зависимости, а именно, рост КИН с увеличением длины трещины и снижение этого же параметра (так как уровень нагрузки будет падать по причине увеличения податливости образца) можно получить разные значения градиента снижения уровня КИН. Это позволяет расчётом планировать нужные условия эксперимента.

Моделирование эксплуатационного блока нагружения

Для определения эксплуатационного блока нагружения использовано распределение экстремальных значений эксплуатационного напряжения на раме тележки типа 327 рефрижераторного вагона [6]. Данные получены при помощи тензорезисторов и классификатора типа KLA-2. По полученному распределению повторяемости напряжения в раме тележки с помощью датчика случайных чисел сформирована последовательность экстремальных значений циклической нагрузки. Она охватывает 11-ть уровней напряжений от 7,2 до 45,6 МПа. На рисунке 1а показан блок циклической последовательности нагрузок, полученный согласно эксплуатационного распределения их повторяемости. Этот блок в цифровом виде использовался как исходный, заданный процесс для моделирования эксплуатационного процесса нагружения образцов на электрогидравлическом стенде SHIMADZU (controller 4830) с максимальным усилием 50 кН. На рисунке 1б приведена запись соответствующего сигнала с экстензометра при начальной длине трещины.

Выбор типа образцов

Выбран тип образца С(Т) – компактный образец для внецентренного растяжения [5] нормативного размера 125x120x10 мм. Образцы вырезались из надрессорной балки грузового вагона [7] Для отслеживания развивающейся под циклической нагрузкой трещины поверхность образцов полировалась и наносились маркерные риски, позволяющие не останавливая испытаний фиксировать длину трещины. Анализ химического состава стали образцов показал следующие результаты:

C 0,2104; Mn 1,085; Si 0,292; P < 0,0030; S 0,020; Cr 0,108; Ni 0,130; Cu 0,215; V < 0,0030; Fe 97,91.

Проведение испытаний

Начальная скорость трещины, при управлении по нагрузке (процесс на рис.1а, мягкое нагружение) составляла $V=5,495 \cdot 10^{-7}$ м/блок. Вместе с этим, произведена запись сигнала с экстензометра (рис. 1б), которая далее использовалась при управлении по раскрытию (жестком нагружении). Начальная длина трещины составляла $L_0=36,1$ мм от линии приложения нагрузки. От этой величины трещины отслеживался дальнейший её прирост ΔL (мм) с помощью цифрового микроскопа. По мере роста трещины нагрузка уменьшалась. Это уменьшение определялось величиной ΔP (кН), отсчитываемой от первоначального значения $P_{\max}=14,742$ кН - максимальной величины в первом блоке после перехода на жесткое нагружение.

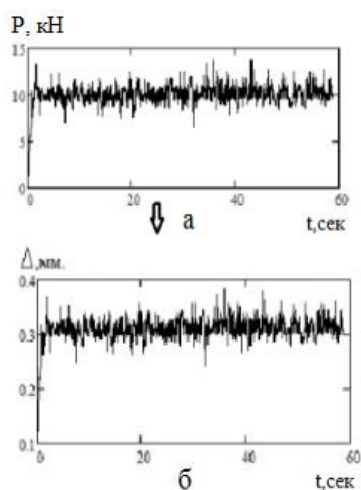


Рис.1. Экспериментальный блок эксплуатационного нагружения образца: (а) – при контроле канала нагрузки, (б) – регистрируемый сигнал с экстензометра

Скорость процесса выбрана, в среднем, около трёх циклов в секунду. Это продиктовано типом процесса и точностью его отработки на образце.

В ходе испытаний регистрировались показания динамометра и соответствующие им смещения берегов трещины (перемещение точек установки экстензометра). Частота опроса составляла 5000 точек в минуту на каждом канале регистрации. Вместе с этим отслеживалось смещение точки, определяющей максимальную нагрузку каждого блока, и этим определялась величина ΔP (кН) в соответствии с величиной подрастания трещины ΔL (мм).

На рисунке 2а показано изменение скорости V (м/блок) развития трещины, как от числа блоков нагружения N , так и от снижения максимальной нагрузки в каждом блоке ΔP , кН (рис.2б).

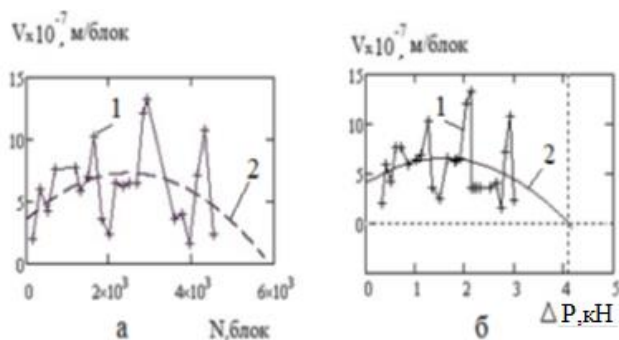


Рис.2. (а)- зависимости скорости роста трещины от числа блоков нагружения N ; (б) - от снижения уровня нагружения ΔP ; (1- эксперимент, 2 – регрессионные зависимости с экстраполяцией. на значение $V=0$

По экспериментальным точкам определены регрессионные зависимости (2) и проведена их экстраполяция на значение скорости, равное нулю. Учитывая природу такого нестабильного характера процесса роста трещины, полученные экстраполяцией значения, надо рассматривать как приближение к реальному пороговому уровню.

Анализ изменения параметров процесса нагружения с развитием трещины показал что, соотношения, как для максимальных значений циклов, так и для минимальных остаются пропорционально зависимыми, а амплитуда при этом, соответственно, уменьшается.

Выводы

Предложенный метод позволяет определить закономерность снижения скорости развития усталостной трещины при снижении уровня нагрузки с сохранением подобия исходному эксплуатационному процессу нагружения. При этом, расчётом можно определить условия получения разной величины градиента коэффициента интенсивности напряжения.

Работа поддержана РФФИ проект №17-08-01513А

Литература

1. Когаев В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Расчёты деталей машин и конструкций на прочность и долговечность. Справочник. М.: Машиностроение. 1985. 224 с
2. Романов А.Н. Распространение трещин усталости и единая кривая циклической трещиностойкости конструкционных материалов. Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2013. №5. С.47-57.
3. Sunder R., Characterization of Threshold Stress Intensity as a Function of Near-Tip Residual Stress: Theory, Experiment, and Applications, Materials Performance and Characterization (An ASTM Journal), Vol 4, No 2, 2015, pp105-130.
4. Лебединский С.Г., Москвитин Г.В., Пугачёв М.С., Поляков А.Н. Предпороговое развитие усталостных трещин в низколегированных сталях при эксплуатационном нагружении. XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. Аннотация докладов. 19-24 августа 2019 г., г.Уфа – 356 с.
5. ГОСТ 25.506-85. Расчёты и испытания на прочность. Методы механических испытаний металлов. Определение характеристик трещиностойкости (вязкости разрушения) при статическом нагружении. 1986. 38 с.
6. Никольский Л.Н., Коцубенко В.П., Игнатенко Ю.В. Применение классифицирующих устройств типа KLA-2 для исследования нагруженности рам вагонных тележек.. Брянский институт транспортного машиностроения. Брянск. 1974. С.5-11.
6. Лебединский С.Г., Москвитин Г.В., Пугачев М.С., Поляков А.Н. Определение эксплуатационной живучести стали литых деталей железнодорожных конструкций // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2018. №6. С.61-65.

**ПРЕДЕЛЬНЫЕ СОСТОЯНИЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ
УПРУГОПЛАСТИЧЕСКОЙ ОБОЛОЧКИ С НАЧАЛЬНЫМИ
НЕСОВЕРШЕНСТВАМИ ФОРМЫ И УПРУГИМ ЗАПОЛНИТЕЛЕМ
ПРИ ВНЕШНЕМ ДАВЛЕНИИ¹**
*LIMIT STATES OF A CYLINDRICAL ELASTOPLASTIC SHELL WITH INITIAL
FORM IMPERFECTIONS AND AN ELASTIC FILLER UNDER EXTERNAL
PRESSURE*

Самсонова¹ Д.А. – аспирант, Баженов² В.Г. – д.ф.-м.н., гл.н.с., Нагорных² Е.В. – к.ф.-
м.н., с.н.с.

¹ННГУ им. Н.И. Лобачевского, Нижний Новгород

²НИИМ ННГУ им. Н.И. Лобачевского, Нижний Новгород
e-mail ozornikova.dasha@yandex.ru

Abstract. A technique has been developed for numerically solving nonlinear problems of deformation and elastoplastic buckling of revolution shells with elastic filler. The dependence of the postbuckling mode of an elastoplastic shell with an elastic filler and the critical value of the load on the filler stiffness for various values of the initial geometrical imperfections amplitude is investigated.

Key words: elastoplastic loss of stability, cylindrical shells, elastic filler, Winkler foundation.

Аннотация. Развита методика численного решения нелинейных задач деформирования и упругопластического выпучивания оболочек вращения с упругим наполнителем. Исследована зависимость формы потери устойчивости упругопластической оболочки с упругим наполнителем и критического значения нагрузки от жесткости наполнителя при различных значениях амплитуды начальной погиби.

Ключевые слова: упругопластическая потеря устойчивости, цилиндрические оболочки, упругий наполнитель, основание Винклера.

Для увеличения запаса устойчивости оболочечных конструкций и блокирования неосесимметричных форм выпучивания применяется внутренний наполнитель [1–5]. Обзор исследований по определению напряженно–деформированного состояния и устойчивости тонких оболочек с наполнителем, анализ их взаимодействия приведен в [6]. Взаимодействие упругого наполнителя с оболочкой зачастую моделируется основанием Винклера или Пастернака [3, 7-11]. Выявлены зависимости коэффициента «постели» (пропорциональности) от числа волн, физических и геометрических параметров рассматриваемой упругой конструкции [3]. Современные возможности вычислительной техники позволяют решать задачи устойчивости оболочек при пластических деформациях, учитывая геометрическую и физическую нелинейности, краевые эффекты и начальные несовершенства при произвольных комбинациях видов нагружения. В ходе решения вычисляются докритические формоизменения конструкций и предельные, а не бифуркационные нагрузки. Работы [2, 12, 13] посвящены численным решениям осесимметричных геометрически нелинейных упругопластических задач деформирования и устойчивости металлических оболочек при квазистатических и динамических нагружениях с малыми деформациями и немалыми перемещениями. Отметим, что только динамическая постановка задачи позволяет моделировать закритическое поведение упругопластических конструкций – перескок к новым равновесным состояниям.

Задача деформирования и упругопластического выпучивания оболочек вращения с наполнителем при комбинированных статических и динамических нагружениях

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-08-00814_a

формулируется в двумерной (плоской или осесимметричной) постановке на основе методики [13]. Определяющая система уравнений записывается в декартовой (или цилиндрической) системе эйлеровых координат. Оболочечные элементы полагаются тонкими, метрика по толщине не меняется. Кинематические соотношения формулируются в скоростях и строятся в метрике текущего состояния. Учет упругопластических свойств материала оболочки осуществляется в рамках теории течения с нелинейным изотропным упрочнением. Упругий наполнитель моделируется основанием Винклера. Вариационные уравнения движения оболочки выводятся из общего уравнения динамики с учетом принятых гипотез теории оболочек. Контакт между оболочкой и деформируемым наполнителем моделируется исходя из условий непроникания по нормали и свободного проскальзывания вдоль касательной. Условия непроникания выполняются только в активной фазе контактного взаимодействия. При нарушении контакта они заменяются условиями на свободной поверхности. Контактное давление в области взаимодействия оболочки с упругим наполнителем пропорционально прогибу оболочки с коэффициентом «постели» k . В квазистатических задачах скорость нагружения принимается такой, чтобы роль сил инерции была пренебрежимо мала. Численное решение определяющей системы уравнений осуществляется по явной конечно-разностной схеме интегрирования по времени типа «крест» второго порядка точности. Данный метод исследования позволяет описать нелинейное докритическое деформирование оболочек вращения с упругим наполнителем, определить предельные (критические) нагрузки в широком диапазоне скоростей нагружения с учетом геометрических несовершенств формы.

Для апробации методики рассматривалась задача о потере устойчивости цилиндрических оболочек (сталь X18H10T, $R_0/h_0 = 14.5$, $h_0 = 10^{-3}$ м [2]) с упругим наполнителем при квазистатическом нагружении линейно нарастающим внешним давлением ($p = p_0 t$, $p_0 = 50$ МПа) в плоской постановке. При численном моделировании полагалось, что напряженно-деформированное состояние вдоль образующей оболочки является однородным. Краевые эффекты, вызванные граничными условиями, задаваемыми на торцах оболочки, не рассматривались. Расчетная область представляет собой поперечное сечение оболочки. Начальная погибь задавалась в виде $\Delta R_0 = A \cos n\beta$, $0 \leq \beta \leq 2\pi$. Для анализа результатов расчетов введены следующие обозначения:

$$w = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^N w_i, \quad \hat{w} = -\frac{w}{h_0}, \quad N_s = \int_0^h \sigma_{ss} d\xi, \quad \hat{N} = -\frac{N_s}{\sigma_T h_0}.$$

Здесь w – средний прогиб, L – количество узлов разностной сетки в окружном направлении, w_i – прогиб в узле с номером i , N_s – окружное усилие, σ_T – предел текучести.

Расчеты показали, что при обжатии пустотелой цилиндрической оболочки происходит неосесимметричная потеря устойчивости по второй форме в окружном направлении. До потери устойчивости как упругой, так и упругопластической оболочки наблюдается линейный рост окружного усилия до достижения давлением критического значения, а затем – его резкое падение. В момент выпучивания величина относительного среднего прогиба $\hat{w} \leq 0.02$, то есть потеря устойчивости происходит при малых упругопластических деформациях. Установлено, что для упругой оболочки величина критической нагрузки p^* не зависит от амплитуды начальной погиби A . При упругопластическом деформировании критическая нагрузка p^* существенно зависит (до 20 %) от амплитуды начальной погиби A в диапазоне от 10^{-5} до 10^{-2} толщины h_0 .

Исследовались зависимости критического значения нагрузки (внешнего давления) и формы потери устойчивости упругопластической оболочки с упругим наполнителем от жесткости наполнителя при различных значениях амплитуды начальной погиби.

Результаты исследований приведены на рис. 1, 2. Критическая нагрузка p^* в диапазоне коэффициента постели k от 0 до 5 000 МПа/м убывает с ростом амплитуды начальной погиби A (рис. 2). В расчетах величина контактного давления, действующего со стороны заполнителя на оболочку, существенно (на два порядка) ниже величины задаваемого внешнего давления. До момента потери устойчивости оболочки распределение контактного давления близко к однородному. В расчетах с амплитудой начальной погиби $A = 0.01h_0$ и величине коэффициента постели менее 5 000 МПа/м потеря устойчивости происходит по второй форме. В расчетах с амплитудой начальной погиби $A = 0.00001h_0$ и величине коэффициента постели до 500 МПа/м потеря устойчивости оболочки происходит по второй форме, от 500 до 5 000 МПа/м – по третьей форме. Дальнейшее увеличение жесткости заполнителя приводит к локальной выпучине. На рис. 2 точками обозначены варианты расчета, в которых потеря устойчивости происходит по второй форме, квадратами – по третьей, и треугольниками – с образованием локальной выпучины. В процессе потери устойчивости происходит локальный отрыв оболочки от заполнителя в зонах выпучивания, и распределение контактного давления становится неоднородным.

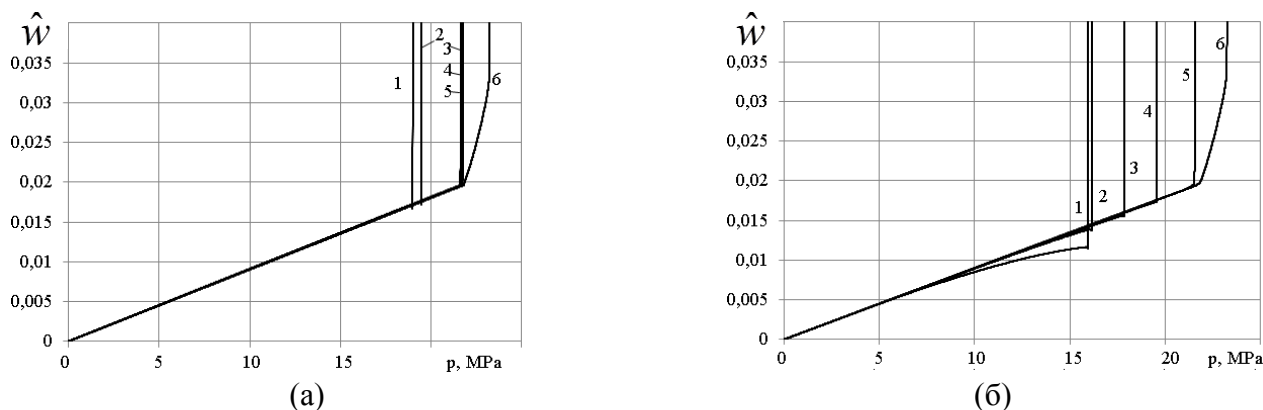


Рис. 1. Зависимость среднего прогиба от нагрузки при величине амплитуды начальной погиби: $A = 0.00001h_0$ (а), $A = 0.01h_0$ (б) и значениях коэффициента постели $k = 0$ (кривые 1), $k = 10$ МПа/м (2), $k = 1000$ МПа/м (3), $k = 2000$ МПа/м (4), $k = 5000$ МПа/м (5), $k = 10000$ МПа/м (6)

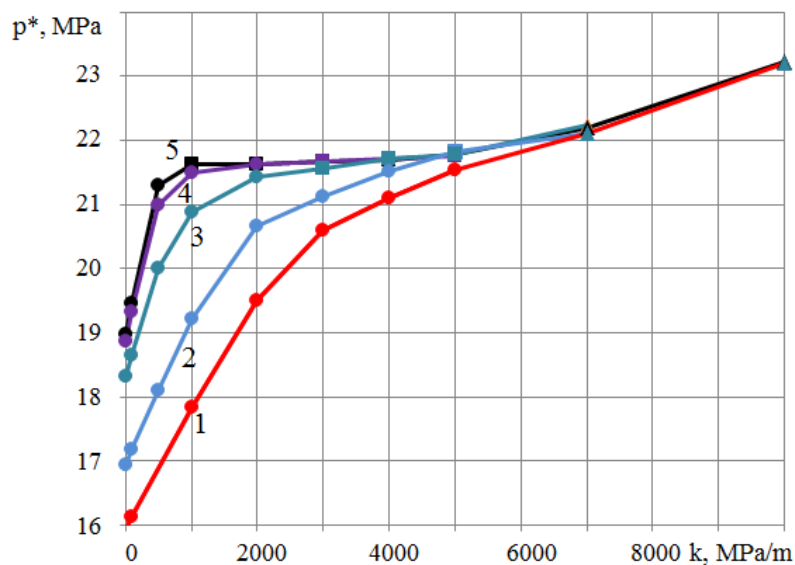


Рис. 2. Зависимость критического (максимального) значения нагрузки p^* от коэффициента постели k при величинах амплитуды начальной погиби упругопластической оболочки $A = 0.01h_0$ (кривая 1), $A = 0.005h_0$ (2), $A = 0.001h_0$ (3), $A = 0.0001h_0$ (4), $A = 0.00001h_0$ (5)

Выводы

При квазистатическом нагружении внешним давлением выпучивание упругопластической пустотелой и заполненной оболочек происходит при малых упругопластических деформациях (условная окружная деформация не превосходит 2%). Величина контактного давления, возникающего при взаимодействии упругого заполнителя и оболочки, примерно на два порядка меньше величины задаваемого в расчетах внешнего давления. Амплитуда начальной погиби и жесткость упругого заполнителя влияют на форму потери устойчивости упругопластической оболочки. С увеличением коэффициента постели номер формы потери устойчивости изменяется со второй на третью, при большой жесткости упругого заполнителя образуется локальная выпучина. При этом увеличивается величина критической нагрузки.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-08-00814_a

Литература

1. Вольмир А.С. Устойчивость деформируемых систем. М.: Наука. 1967. 984 с.
2. Баженов В.Г., Баранова М.С., Кибец А.И., Ломунов В.К., Павленкова Е.В. Выпучивание упругопластических цилиндрических и конических оболочек при осевом ударном нагружении // Учен. зап. Казан. ун-та. Сер. Физ.-матем. науки. 2010. Т. 152, № 4. С. 86–105.
3. Иванов В.А. Определение реакции заполнителя в задачах взаимодействия его с оболочкой // Вестник Казанского технологического университета. 2011. № 8. С. 224–228.
4. Гоник Е.Г., Кибец А.И., Петров М.В., Федорова Т.Г. Экспериментальное исследование упругопластического деформирования и потери устойчивости подкрепленных цилиндрических оболочек с заполнителем при изгибе // Пробл. прочности и пластичности. 2013. Т. 75, № 3. С. 215–220.
5. Eksi S., Kaptiand A.O., Genel K. Effects of Pre-Forming Process and PVC Foam Reinforcement on the Deformation Behavior of Aluminum Tube under Axial Loading // ACTA PHYSICA POLONICA A No. 3-II Vol. 132 (2017). Pp. 875-878.
6. Ильгамов М.А., Иванов В.А., Гулин Б. В. Прочность, устойчивость и динамика оболочек с упругим заполнителем. М.: Наука, 1977. 331 с.
7. Kang Gao, Wei Gao, Di Wu, Chongmin Song Nonlinear dynamic stability of the orthotropic functionally graded cylindrical shell surrounded by Winkler-Pasternak elastic foundation subjected to a linearly increasing load // Journal of Sound and Vibration 415 (2018) 147e168. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.11.038.
8. Луговой П.З., Прокопенко Н.Я. Влияние упругого основания на дисперсию гармонических волн в продольно подкрепленных цилиндрических оболочках // Прикладная механика. 2015. Т. 51, № 5. С. 116–124.
9. Shaterzadeh A.R., Foroutan K. Non-Linear Analysis of Asymmetrical Eccentrically Stiffened FGM Cylindrical Shells with Non-Linear Elastic Foundation // Journal of Solid Mechanics Vol. 9, No. 4 (2017) pp. 849-864.
10. Nobili A, et al. A cracked infinite Kirchhoff plate supported by a two-parameter elastic foundation. J Eur Ceram Soc (2014). DOI: 10.1016/j.jeurceramsoc.2013.12.029
11. M.Sato, M.A.Wadee, K.Iiboshi, T.Sekizawa, H.Shima Buckling patterns of complete spherical shells filled with an elastic medium under external pressure // International Journal of Mechanical Sciences, June 2012. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2012.02.001.
12. Абакумов А.И, Квасков Г.А., Новиков С.А., Сеницин В.А., Учаев А.А. Исследование упругопластического деформирования цилиндрических оболочек при осевом ударном нагружении // ПМТФ. 1988. № 3. С. 150–153.
13. Баженов В.Г., Ломунов В.К. Исследование упругопластического выпучивания оболочек вращения при ударном нагружении // Прикл. пробл. прочности и пластичности: Всесоюз. межвуз. сб. Горьк. ун-т. 1975. Вып. 2. С. 44–50.

**ОЦЕНКА ПОВРЕЖДАЕМОСТИ ВНУТРЕННИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ
ОБОРУДОВАНИЯ ПРИ ЦИКЛИЧЕСКИХ ИЗМЕНЕНИЯХ
ТЕМПЕРАТУРЫ С ПРИМЕНЕНИЕМ НАТУРНОЙ ТЕНЗОМЕТРИИ**
*EVALUATION OF THE EQUIPMENT INTERNAL SURFACES DAMAGE
DURING CYCLIC TEMPERATURE CHANGES USING THE FULL-SCALE
STRAIN STUDIES*

Саньков¹ М.А. – бакалавр, Маслов² С.В. – к.т.н., в.н.с.

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана

²Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН

e-mail: mikhasankov@inbox.ru

Abstract. The method of metal damage determining for the inner surfaces of power equipment exposed to the heat carrier with cyclically changing temperature is considered. To determine the functions of changing stresses and temperatures on the inner surface, it is proposed to use an algorithm based on solving inverse problems of mechanics. The obtained functions of changing the stresses and temperatures of the VVER-1000 pipelines are presented.

Key words: power plants equipment, strength, full-scale tensometry.

Аннотация. Рассмотрен метод определения повреждаемости внутренних поверхностей энергетического оборудования, подвергающихся воздействию теплоносителя с циклически изменяющейся температурой. Для определения функций изменения напряжений и температур на внутренней поверхности предлагается использовать алгоритм, основанный на решении обратных задач механики. Представлены полученные функции изменения напряжений и температур трубопроводов ВВЭР-1000.

Ключевые слова: энергетическое оборудование, прочность, натурная тензометрия

Важным элементом современных энергетических установок (атомных и тепловых энергоблоков, парогазовых установок) являются контуры циркуляции теплоносителя, служащие для передачи тепла от источника энергии к теплообменным устройствам и парогенераторам для последующего преобразования тепловой энергии в механическую и далее - в электрическую. Нестационарность температурных процессов передачи тепла и турбулентность потоков теплоносителя внутри контура приводят к флуктуациям температур на внутренних поверхностях, вызывающим постоянные изменения напряжений на поверхности металла и, как следствие, опасность возникновения усталостных макротрещин и истощения ресурса конструкции. На рисунке 1 показаны типичные функции изменения температурного состояния элементов АЭС с возникающими «пилообразными» температурными нагрузками, способными повлиять на циклическую прочность и ресурс конструкции.

Разработанные к настоящему времени методы определения напряжённого состояния элементов конструкций [1] основаны на расчётном или экспериментальном моделировании условий их нагружения при некоторых априори заданных условиях эксплуатации. Другим методом определения напряжённого состояния [2] является проведение натурных испытаний с получением экспериментальной информации при реальном эксплуатационном нагружении. Этот метод в ряде случаев не позволяет выявить наиболее опасные состояния в критических зонах из-за удалённости от них точек измерений. Для этих случаев разработан метод [3], основанный на решении обратной задачи теории теплопроводности, позволяющий восстановить историю изменения термонапряжённого состояния на внутренней поверхности конструкции. К сожалению, при произвольном характере изменения температуры теплоносителя указанный метод не всегда приводит к устойчивому решению применяемых операторных уравнений.

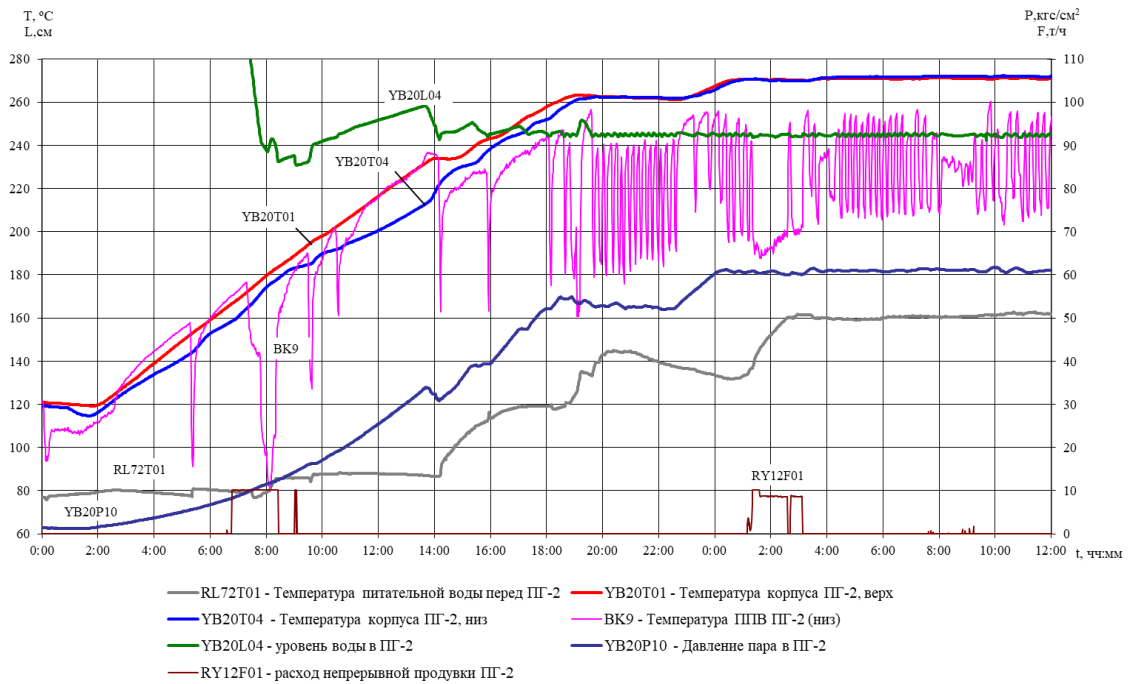


Рис.1. Характерные изменения параметров термомеханического нагружения парогенератора ПГВ-1000 в период проведения пусконаладочных испытаний

В настоящей работе рассматривается случай периодического (циклического) изменения температурных нагрузок, для которого возможно устойчивое решение, основанное на применении методики решения обратных задач теплопроводности и термоупругости.

Циклически меняющиеся температурные напряжения возникают при пусконаладочных испытаниях энергоблоков АЭС и связаны с воздействием теплоносителя с циклически изменяющейся температурой. Причиной циклических изменений температур и связанных с ними напряжений в стенках трубопровода являются периодические передвижения порций теплоносителя с переменной температурой, возникающие при работе систем регулирования энергоблока. Наибольшие напряжения, связанные с этим явлением, возникают на внутренней поверхности конструкции, недоступной для непосредственных измерений. Для решения задачи идентификации этих напряжений, можно использовать:

- измеренные функции изменения температуры наружной поверхности;
- измеренные (дискретные) значения напряжений в точках наружной поверхности;
- показания датчиков давления и температуры в циркуляционном контуре.

В общем случае определение напряжённо-деформированного состояния по указанным исходным данным является сложной обратной задачей, а погрешности результатов её решения слишком велики. Поэтому общую задачу предлагается разделить на несколько частных задач, и определить внесённую повреждаемость для каждой из них. Для реализации алгоритма напряжения определяются независимо для категорий:

- напряжения самокомпенсации трубопровода;
- напряжения, вызванные статическим давлением в контуре циркуляции и его пульсациями, вызванными работой циркуляционных насосов;
- напряжения, вызванные радиальным перепадом температур по толщине стенки.
- напряжения, связанные с флуктуациями температуры потоков теплоносителя.

Учёт напряжений самокомпенсации

Напряжения самокомпенсации вызываются продольными силами и изгибающими моментами, действующими в сечениях трубопровода, и должны быть исключены из общих напряжений при решении обратной задачи термоупругости при использовании в качестве исходных данных значений меридиональных напряжений. Определение этих напряжений возможно экспериментальным путём с помощью тензорезисторов, дополнительно установленных в нескольких сечениях трубопровода. Методика применения этого подхода более подробно представлена в работе [3].

Определение напряжений, вызванных давлением в контуре циркуляции. Напряжения, вызванные внутренним давлением в контуре, должны быть учтены при решении обратной задачи термоупругости, даже если в качестве исходных данных используются только значения напряжений, возникающих в окружном направлении. Учёт этих составляющих не вызывает затруднений [2], при этом может использоваться как расчётный алгоритм, так и экспериментальные данные, полученные при гидравлических испытаниях конструкции. Если внутреннее давление в контуре меняется, необходима синхронизация моментов измерения давления и напряжений или внесение поправок, связанных с несинхронностью измерений. К сожалению, этот подход нельзя применить для исключения из исходных данных обратной задачи влияния высокочастотных пульсаций давлений в контуре в связи недостаточностью получаемых экспериментальных результатов.

Определение напряжений, вызванных радиальным перепадом температур

Для определения этих напряжений можно использовать решение обратной задачи теплопроводности [1], где в качестве исходных данных используются измеряемые температуры наружной поверхности, а решением являются тепловой поток и температурные поля в конструкции. Полученные температурные поля используются для расчёта напряжений в трубопроводе численными методами. Решение задачи по этому алгоритму не всегда устойчиво из-за эффекта сглаживания температур на наружной поверхности, и требует дополнительной проверки путём решения ряда прямых задач и сравнения полученных результатов с результатами измерений. Этот процесс связан со значительными затратами временных и интеллектуальных ресурсов и не всегда позволяет установить диапазон погрешностей получаемых результатов. Поэтому его целесообразно применять при отсутствии тензорезисторов на наружной поверхности трубопровода.

Более устойчивым является решение обратной задачи термоупругости в которой исходными данными являются измеренные значения напряжений, а неизвестными – температуры внутренней поверхности. Решаемое при этом уравнение имеет вид:

$$\int_0^t d\tau \int_L G_{ij}^0(s, x, t - \tau) T(x, \tau) dL(x) = \sigma_{ij}^*(s, t) \quad (1)$$

где T – температура, t – текущее время, G_{ij}^0 – функции напряжений Грина, σ_{ij}^* – измеренные значения напряжений.

Решение обратной задачи, т.е. определение температурного поля из уравнения (1) возможно в случае, если компоненты напряжений вызваны только нагружением трубопровода радиальным температурным полем, и не содержат составляющих, связанных с другими нагружающими факторами.

В настоящей работе предлагается метод ускорения процесса поиска устойчивого решения задачи, основанный на использовании гармонической функции изменения температуры внутренней поверхности в установившемся режиме. Для этого решения, получаемые из решения обратной задачи термоупругости, рассматриваются в классе гармонических функций, имеющих период изменения во времени, совпадающий с периодом изменения напряжений на наружной поверхности трубопровода. Амплитуды указанных функций является неизвестными факторами, подбираемыми по критерию наибольшего соответствия с измеряемыми значениями. Критерий соответствия

принимается соответствующим норме в пространстве L_2 (минимизация суммы квадратов разностей измеряемых и расчётных напряжений). Процесс подбора наилучших решений является быстро сходящимся и приводит к совпадению расчётных напряжений и температур с измеренными (в пределах диапазонов возможных погрешностей).

Предлагаемый алгоритм применён для анализа циклических температурных нагрузок, возникающих в соединительном трубопроводе компенсатора давления ВВЭР-1000. Полученные результаты представлены на рисунке 3; максимальное несовпадение расчётных и измеренных температур составило: для температур 70°C (около 3%); для напряжений – 2.5 Мпа (менее 10%).

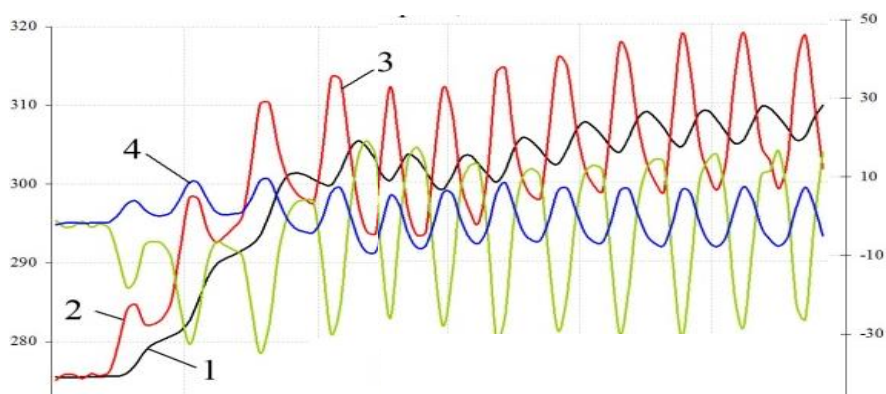


Рис.2. Результаты моделирования функций изменения напряжений на внутренней поверхности трубопровода питательной воды ВВЭР-1000, полученные по измерениям напряжений и температур на наружной поверхности трубопровода:

1 - температура наружной поверхности (измерения); 2 - температура внутренней поверхности (расчёт); 3 – кольцевые напряжения на наружной поверхности (расчёт); 4 – напряжения на наружной поверхности (измерение)

Учёт повреждений, связанные с флуктуациями температуры потока теплоносителя

Пульсации давления в трубопроводе, обычно не вносят значимого вклада в его повреждаемость. Для их оценки можно использовать прецизионные тензорезисторы, но практически необходимости в подобных исследованиях не возникает. Что касается флуктуаций температур теплоносителя, то они не фиксируются наружными датчиками температуры, но могут отражаться на показаниях тензорезисторов в виде высокочастотных флуктуаций компонент напряжений. При решении обратных задач эти флуктуации должны быть отфильтрованы, но учтены при оценке повреждаемости внутренней поверхности трубопровода.

Литература

1. Михалёв Ю.К., Фомин А.В., Маслов С.В. Натурные тензотермометрические исследования напряжённо-деформированных состояний оборудования АЭС // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2008. №5. С. 121-126.
2. Маслов С.В. Расчётно-экспериментальный метод определения напряжённо-деформированного состояния термонагруженного энергетического оборудования по данным натурной тензометрии // Проблемы машиностроения и надёжности машин. 2019. № 2. С. 53-62.
3. Разумовский И.А., Чернятин А.С., Фомин А.В. Развитие экспериментально-расчётных методов определения напряжённо-деформированного состояния элементов конструкций в ИМАШ РАН//Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2013, №10. С. 87-94.

СВЕРХМНОГОЦИКЛОВЫЕ УСТАЛОСТНЫЕ ИСПЫТАНИЯ НА КРУЧЕНИЕ¹

VERY-HIGH CYCLE FATIGUE TORSION EXPERIMENTS

Стратула Б.А. – м.н.с., Никитин А.Д. – к.т.н., с.н.с.

Институт Автоматизации Проектирования РАН

stratula@matway.net

Abstract. A new piezoelectric machine operating in continuous mode is presented in the article. The machine was used to study the properties of VT3-1 aircraft titanium alloy in the ultra-high cycle fatigue (UHCF) regime, produced via two production processes: forging and extrusion.

Key words: very-high cycle fatigue, ultrasonic torsion testing system, continuous tests; titanium alloy.

Аннотация. В данной статье представлена разработка новой пьезоэлектрической установки, работающей в непрерывном режиме. Эта установка была использована для исследования в режиме сверхмногоциклового усталости (СВМУ) свойств авиационного титанового сплава ВТ3-1, полученного в результате двух производственных процессов: штамповки и экструзии.

Ключевые слова: сверхмногоцикловая усталость; ультразвуковая установка для испытаний на кручение; непрерывные испытания; титановый сплав.

Введение

Рабочие нагрузки, прилагаемые к реальным компонентам, как правило, являются многоосными и сочетают в себе различные режимы нагружения, такие как растяжение-сжатие, изгиб и кручение.

Как показали японские исследователи [1,2] в середине 1980-х годов, материалы могут разрушаться даже при более чем 10^8 циклов нагружения. Вскоре после этого французский исследователь С. Bathias и его сотрудники экспериментально утвердили концепцию сверхмногоциклового усталостного разрушения [3]. Использование традиционных методов усталостных испытаний, таких как сервогидравлические, электродинамические или электромагнитные испытательные установки, не подходит для режима сверхмногоциклового усталости (СВМУ), поскольку время испытания, необходимое для проведения 10^9 - 10^{10} циклов, слишком велико. Таким образом, исследование усталостного разрушения конструкционных материалов в режиме СВМУ требует использования ускоренных методов испытаний, например, ультразвуковых усталостных испытаний [4].

Различные условия нагружения для реальных элементов потребовали разработки ультразвуковых усталостных испытательных систем, способных работать в таких режимах, как растяжение-сжатие, растяжение-растяжение, изгиб, фреттинг-коррозия и кручение [5]. Некоторые из этих испытательных установок уже присутствуют на рынке (например, системы для испытаний на растяжение-сжатие). Другие все еще находятся в стадии разработки (изгиб, кручение, двухосное нагружение). Данная статья посвящена новой системе испытаний на кручение.

Импульсный и постоянный режимы работы

Режим испытания может быть либо импульсный, либо постоянный. Использование импульсного подхода проще с точки зрения контроля параметров нагружения, но обладает существенным недостатком. Из-за паузы между импульсами условия

¹ Работа выполнена при поддержке РФФИ (проект № 19-19-00705)

нагрузки близки к переменной амплитуде, что требует использования концепции накопления усталостных повреждений. Более того, общее количество циклов нагружения вызывает вопросы о том, вносят ли циклы в начале и конце импульса, когда амплитуда изменяется, вклад в окончательное повреждение и усталостную долговечность. По этой причине установка, рассматриваемая в данной статье, работает в непрерывном режиме.

Об установке

Частота ультразвуковых усталостных испытаний колеблется от 15 кГц до 30 кГц со стандартной частотой 20 кГц [6]. Образец возбуждается в резонансном режиме ультразвуковой вибрацией. В случае кручения ультразвуковая вибрация является угловой (или вращательной), а резонансная частота соответствует первой моде крутильных колебаний. Все механические части ультразвуковой системы для усталостных СВМУ испытаний, включая образец, резонируют при одинаковой частоте нагружения.

Все параметры нагрузки определяются и непрерывно управляются с помощью специального программного обеспечения, разработанного авторами. Угловые колебания генерируются пьезоэлектрическим элементом. Он преобразует ультразвуковой синусоидальный электрический сигнал в механические угловые колебания на той же частоте. Эти колебания формируют стоячую упругую волну внутри механических компонентов установки (т.е. в волноводе, усилителе и образце).

Метод ультразвукового кручения основан на теории распространения поперечных волн. В случае цилиндрического бруса при кручении, когда ось x соответствует его продольной оси, одномерное уравнение крутильных колебаний может быть записано следующим образом [6]:

$$\rho J_p(x) \frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial t^2} = G \frac{\partial}{\partial x} \left(J_T(x) \frac{\partial \varphi(x,t)}{\partial x} \right) \quad (4)$$

где ρ - плотность материала, G - модуль сдвига, $J_p(x)$ - полярный момент инерции, $J_T(x)$ - жесткость кручения, а $\varphi(x)$ - угол закручивания. На основе уравнения (1) может быть получено аналитическое решение для колебаний всех механических частей ультразвуковой крутильной установки. Аналитическое решение для движения упругих волн в волноводе может быть определено путем «сшивания» аналитических решений для различных частей, обозначенных на рис. 1. Поскольку все три части ультразвукового волновода имеют осевую симметрию в направлении x , их полярные моменты инерции равны их жесткости кручения $J_p(x) = J_T(x) = S^2(x) / (2\pi)$, где $S(x)$ - площадь поперечного сечения на расстоянии x . Подстановка момента инерции и силы кручения в (1) даёт:

$$\frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial t^2} - \frac{G}{\rho} \frac{1}{S^2(x)} \frac{\partial}{\partial x} S^2(x) \frac{\partial \varphi(x,t)}{\partial x} - \frac{G}{\rho} \frac{\partial^2 \varphi(x,t)}{\partial x^2} = 0 \quad (5)$$

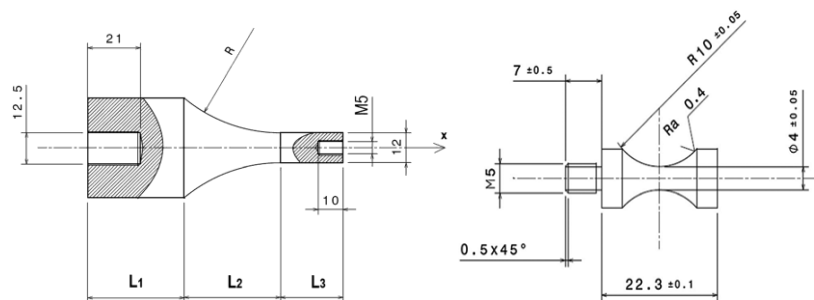


Рис. 1. Геометрия волновода и образца для испытаний на кручение

Общее решение для стационарной волны в частях 1-3 ультразвукового волновода (рис. 1) можно найти в следующем виде:

$$\xi_1(x) = C_1 \sin(\omega t) + C_2 \cos(\omega t); \xi_2(x) = \frac{C_3 e^{x\beta} + C_4 e^{-x\beta}}{\cosh(\alpha(L_1 + L_2 - x))}; \xi_3(x) = C_5 \sin(\omega t) + C_6 \cos(\omega t) \quad (6)$$

где $\xi(x)$ - это амплитуда функции $\varphi(x, t) = \xi(x)e^{i\omega t}$.

Проектирование установки проводилось в два этапа. Во-первых, для предварительного измерения геометрии волновода был использован аналитический подход. Во-вторых, для оптимизации геометрии проводился анализ методом конечных элементов. На первом этапе были вычислены следующие основные размеры волновода (рис. 1), L_1 соответствует четверти длины стоячей волны, L_2 рассчитывается таким образом, чтобы снизить концентрацию напряжения вследствие уменьшающегося диаметра. Резонансная длина L_3 рассчитывается на основе аналитического решения уравнений (3).



Рис. 2. Общий вид установки и её детали: (1) пьезоэлемент, работающий на кручение, (2) волновод и (3) образец

На втором этапе размеры волновода оптимизируются таким образом, чтобы получить частоту, близкую к требуемой (в данном случае 20 кГц). Кроме того, поскольку амплитуда угла закручивания, создаваемого пьезоэлектрическим преобразователем, не превышает нескольких миллирадиан, ее необходимо усиливать путем изменения диаметров волновода и резонансных частей. Пьезоэлектрический элемент приводится в действие высокочастотным электрическим синусоидальным сигналом с амплитудой в диапазоне от 0 до 10 В. Максимальный угол поворота пьезоэлемента достигает 0,25 мрад при амплитуде 10 В. Для контроля параметров нагрузки (т.е. амплитуды угла поворота и частоты нагружения) и подсчета количества циклов был использован компьютер, оснащенный высокоскоростной картой сбора данных и управления, а также специализированным программным обеспечением. Установка показана на рис. 2. Система охлаждения сжатым воздухом позволяет проводить непрерывные СВМУ испытания на кручение с полным изменением направления вращения при температуре образца, близкой к комнатной на протяжении всего эксперимента кроме последних нескольких секунд, когда идет активный рост трещины.

Образец рассчитывается аналогично описанной выше процедуре для волновода. Диаметр цилиндрической части с постоянным сечением выбирается равным 10 мм, чтобы оставить свободное пространство для винта М5. После фиксации рабочего участка резонансная длина образца может быть отрегулирована таким образом, чтобы при кручении образец имел необходимую собственную частоту 20 кГц.

Результаты

На данной установке была проведена серия испытаний образцов из титанового сплава ВТ3-1, произведённого технологиями штамповки или экструзии. Испытания на

усталость проводились до разрушения образца или до достижения усталостной долговечности 10^9 циклов. Результаты представлены на рис. 3. На этом рисунке показано, что усталостное разрушение может произойти при более чем 10^7 циклов для обоих материалов.

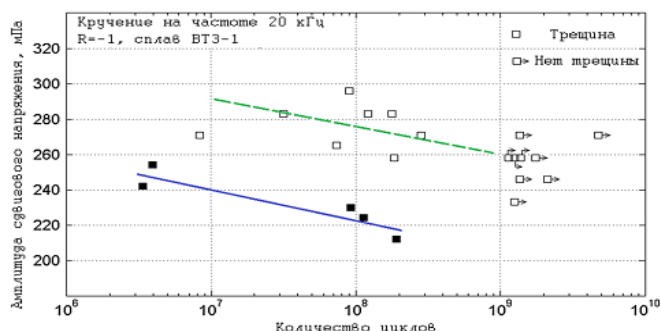


Рис. 3. Результаты экспериментов на кручение гладких образцов. ■ - штампованный образец, □ – экструдированный образец

Наблюдения поверхностей трещин с помощью сканирующего электронного микроскопа показывают, что как для экструдированных, так и для штампованных титановых сплавов зарождение трещин не всегда находится на поверхности.

Выводы

Разработана новая ультразвуковая усталостная установка для непрерывного проведения усталостных испытаний на чистое кручение (коэффициент асимметрии цикла $R = -1$). Получены первые результаты испытаний СВМУ как для штампованных, так и для экструдированных авиационных титановых сплавов ВТЗ-1.

Предел усталости в полностью реверсивном режиме в случае кручения для экструдированного титанового сплава выше, чем для штампованного.

Для двух технологий изготовления из титанового сплава ВТЗ-1 (штамповка и экструзия) зарождение трещин не всегда происходило на поверхности образцов.

Несмотря на то, что максимальные сдвиговые напряжения находились на поверхности образцов, никаких неметаллических включений у очага зарождения трещины (типа «рыбий глаз» [7]) обнаружено не было.

Работа выполнена при поддержке РФФ (проект № 19-19-00705)

Литература

1. Naito, T., Ueda, H. and Kikuchi, M. (1984) Fatigue behavior of carburized steel with internal oxides and nonmartensitic microstructure near the surface. Metall. Trans., 15A, 1431–1436.
2. Asami, K. and Sugiyama, Y. (1985) Fatigue strength of various surface hardened steels. Heat Treatment Technol. Assoc., 25, 147–150.
3. Bathias, C. and Ni, J. (1993) Determination of fatigue limit between 10^5 and 10^9 cycles using an ultrasonic fatigue device. ASTM Int., 1211, 141–152.
4. Marines, I., Bin, X. and Bathias, C. (2003) An understanding of very high cycle fatigue of metals. Int. J. Fatigue, 25, 1101–1107.
5. Bathias, C. (2006) Piezoelectric fatigue testing machines and devices. Int. J. Fatigue, 28, 1438–1445.
6. Bathias, C. and Paris, P. C. (2005) Gigacycle Fatigue in Mechanical Practice. Dekker, NY, 328.
7. Nikitin A., Palin-Luc T., Shanyavskiy A. (2016) Crack initiation in VHCF regime on forged titanium alloy under tensile and torsion loading modes. Int. J. Fatigue 93, 318–325.

**ВЛИЯНИЕ СКОРОСТИ НАГРУЖЕНИЯ НА ПРОЧНОСТНЫЕ
ХАРАКТЕРИСТИКИ СВЕРХВЫСОКОМОЛЕКУЛЯРНОГО
ПОЛИЭТИЛЕНА (СВМПЭ)**

*THE INFLUENCE OF LOADING RATE ON STRENGTH CHARACTERISTICS
OF ULTRA HIGH MOLECULAR WEIGHT POLYETHYLENE (UHMPE)*

Титов О.В. – аспирант, **Демьянушко И.В.** – д.т.н., профессор, **Надеждин В.С.** – к.т.н.,
доцент, **Груздев А.С.** – к.т.н., доцент

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет
(МАДИ)

nadezhdin@niimech.ru

Abstract. Modern digital modeling of dynamic processes is impossible without verified models of materials. However, when creating a material model, it is necessary to consider the possibility of changing properties depending on the loading rate. In this paper we consider the influence of strength characteristics of modern polymer material - ultrahigh molecular weight polyethylene (UHMWPE) on the loading rate.

Key words: UHMWPE, stress-strain diagram, strength characteristics

Аннотация. Современное цифровое моделирование динамических процессов невозможно без верифицированных моделей материалов. Однако, при создании модели материала необходимо учитывать возможность изменения свойств в зависимости от скорости нагружения. В данной работе рассматривается влияние скорости нагружения на прочностные характеристики современного полимерного материала – сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ).

Ключевые слова: СВМПЭ, диаграмма деформирования, прочностные характеристики

В настоящее время в дорожной отрасли и смежных отраслях значимой проблемой является повышение безопасности на дорогах и обеспечение препятствия терроризму. По статистике в 2018г. количество ДТП в месяц в среднем составляет около 4000-5000, количество пострадавших - около 7000, а количество погибших -1200 чел. Эти цифры во многом (не менее чем на 70 процентов) определяются отсутствием надежных систем безопасности (дорожных ограждений разного типа) на дорогах или их полным отсутствием, что связано, в первую очередь с устаревшими конструкциями, высокой их материалоемкостью и стоимостью. То же самое можно отнести и к аналогичным системам противодействия проникновения на закрытые территории, в первую очередь, террористическим, которые также создаются на основе западных образцов. Использование цифрового моделирования позволяет заменить длительные и дорогостоящие натурные испытания и ускорить проектирование и внедрение современных конструкций, достигнуть значительного понимания при решении проблем безопасности на дорогах, связанных с ростом нагрузок, скоростей движения, автоматизацией и внедрением интеллектуальных систем управления транспортными средствами [1-3]. Создание надежной системы цифрового моделирования для краш-ситуаций при наездах транспортных средств на дорожные системы безопасности различных конструкций и различного назначения. Разработка на основе цифровых двойников новых систем с применением новых материалов и структур позволит спроектировать современные дорожные системы безопасности, обеспечивающие резкое снижение опасных последствий ДТП на дорогах (снижение до нуля смертных случаев) и предотвратить проникновение транспортных средств на закрытые территории. Однако, точность проведения виртуальных экспериментов напрямую связано с созданием верифицированных моделей как конструкций в целом, так и моделей новых материалов [1-4]. Для получения точной модели материала необходимо проведение не только

статических, но и динамических стендовых испытаний, в частности, необходимо проводить стендовые испытания для построения диаграмм деформирования при разных скоростях нагружения [5-8].

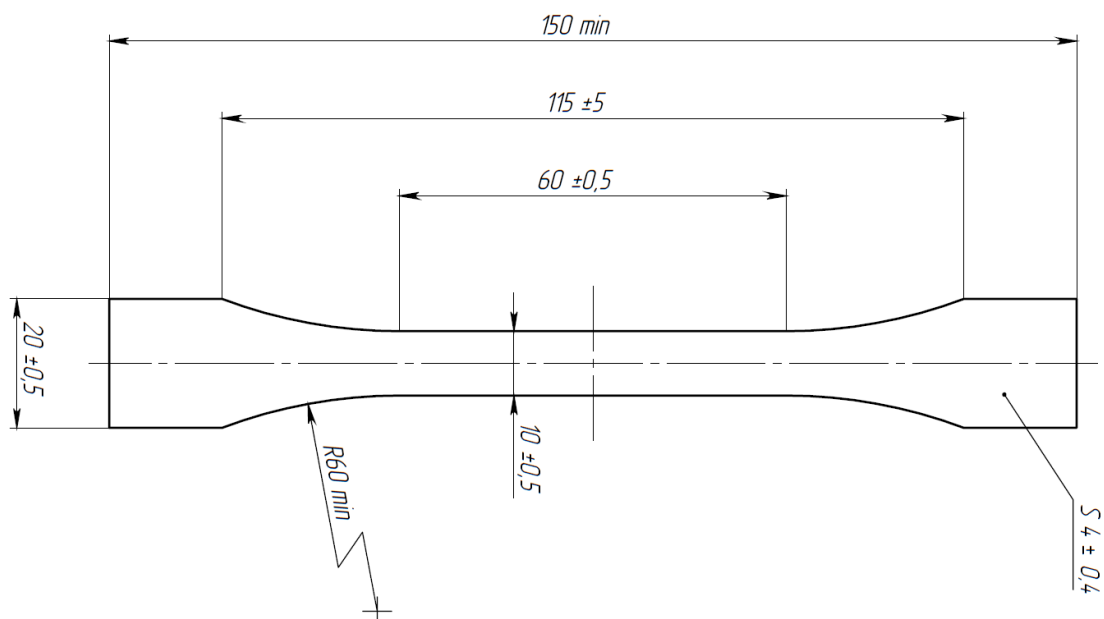


Рис. 1. Образец для испытания

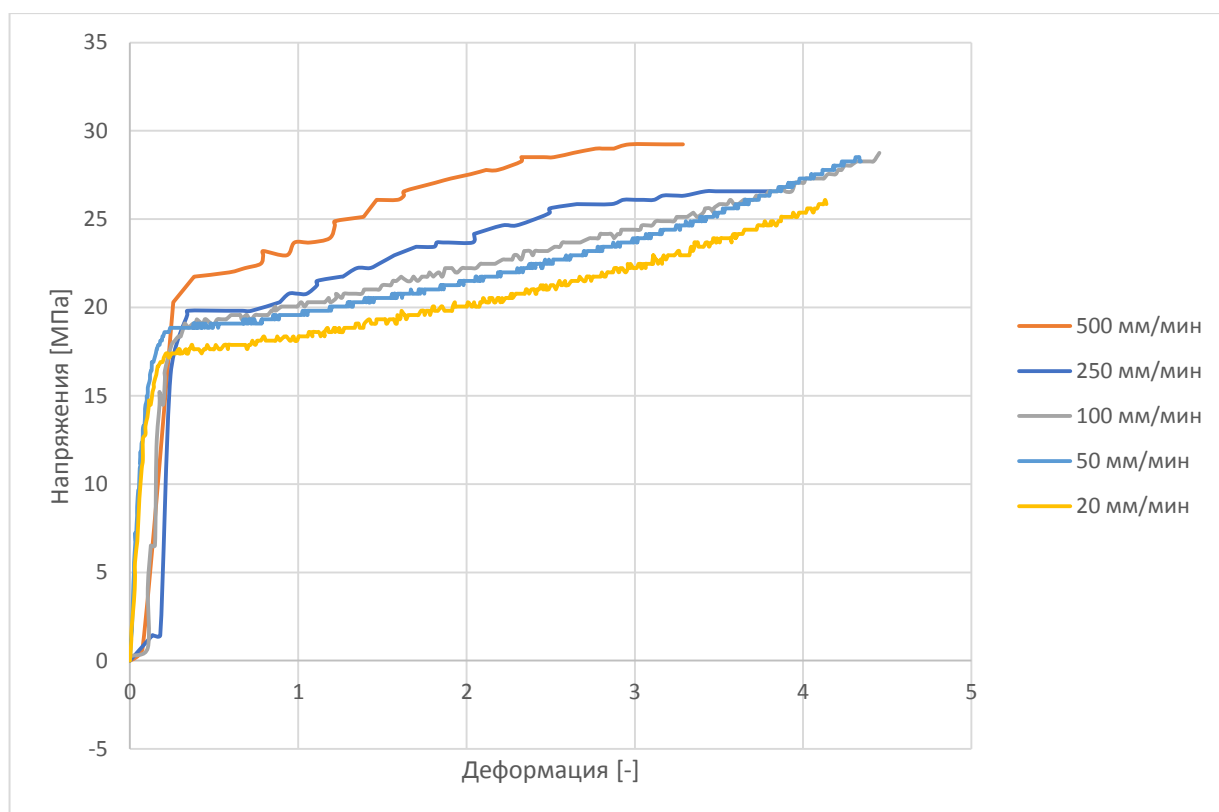


Рис. 2. Диаграммы деформирования СВМПЭ при различных скоростях нагружения

Настоящая работа посвящена исследованию влияния скорости нагружения на прочностные характеристики современного перспективного материала – СВМПЭ, который в настоящее время применяется во многих областях экономики [9-15]. Существует две основные технологии получения СВМПЭ: технология «сухой нити» с высокими прочностными характеристиками и технология твердофазной экструзии с

высокими пластичными свойствами. В настоящей работе рассматривались образцы, полученные технологией твердофазной экструзии. Рассматриваемый материал обладает рядом эксплуатационных характеристик [9,13,15], которые могут значительно повысить качество существующих конструкций систем дорожного обустройства, но сертификация новых конструкций напрямую сопряжена с проведением натуральных динамических испытаний наездом транспортных средств. Для снижения материальных затрат на сертификацию целесообразно проводить виртуальные модельные исследования, а для создания верифицированных моделей необходимо определить физико-механические свойства материала, в том числе получить диаграммы деформирования с учетом динамического нагружения.

Объектом исследования являлись плоские образцы из СВМПЭ (рис.1). Нагружение проводилось на универсальной испытательной машине TIRA TEST 2300. В результате проведенных исследований были получены диаграммы деформирования при разных скоростях нагружения (рис.2).

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы:

1. При возрастании скорости нагружения происходит увеличение предела текучести от 16-17 МПа при статическом нагружении со скоростью 20 мм/мин. до 20-21 МПа при нагружении со скоростью 500 мм/мин.;
2. При возрастании скорости нагружения происходит увеличение предела прочности от 25-26 МПа при статическом нагружении со скоростью 20 мм/мин. до 29-30 МПа при нагружении со скоростью 500 мм/мин.;
3. При создании моделей виртуальных цифровых динамических испытаний следует проводить стендовые испытания с учетом скорости нагружения для верификации моделей.

Литература

1. Демьянушко И.В. Применение численных методов нелинейной динамики к решению проблем столкновений при наезде транспортных средств на дорожные барьеры безопасности // В сборнике: Нелинейная динамика машин - School-NDM 2017 сборник IV Международной Школы-конференции молодых ученых. 2017. С. 56-64.
2. Демьянушко И.В. Применение виртуального динамического анализа для исследования краш-ситуаций взаимодействия автомобиля с дорожными конструкциями // В сборнике: Механика и математическое моделирование в технике II Всероссийская научно-техническая конференция, посвященная юбилеям основателей кафедры "Прикладная механика" МГТУ им. Н.Э. Баумана профессором С.Д. Пономарев, В.Л. Бидермана, К.К. Лихарева, Н.Н. Малинина, В.А. Светлицкого. Сборник трудов. 2017. С. 116-120.
3. Demiyanyushko, I.V., Karpov, I.A., Nadezhdin, V.S. Computational simulation and experimental study of cable for cable barriers // Mechanisms and Machine Science 73. 2019. с. 2883-2891
4. Демьянушко И.В., Карпов И.А., Жарикова С.В., Мухаметова А.А. Исследование модели материала MAT 026 программы LS-DYNA // В сборнике: Машиноведение и инновации. Конференция молодых учёных и студентов (МИКМУС-2017) материалы конференции. 2018. С. 379-382.
5. Яхин А.А., Кондратюк А.А. Исследование механических характеристик композитов на основе СВМПЭ // В сборнике: современные технологии и материалы новых поколений: сборник трудов международной конференции с элементами научной школы для молодежи. Национальный исследовательский Томский политехнический университет. 2017. С. 138-139.
6. Панин С.В., Буслович Д.Г., Корниенко Л.А., Алексенко В.О., Донцов Ю.В., Шилько С.В. Структура, трибологические и механические свойства экструдированных полимер-полимерных СВМПЭ композитов для 3d печати // Трение и износ. 2019. Т.

40. № 2. С. 143-152.

7. Yas Khalil, Adam Kowalski, and Neil Hopkinson. Influence of Laser Power on Tensile Properties and Material Characteristics of Laser-Sintered UHMWPE//Manufacturing Rev. -2016 (15), no. 3, 1-9 DOI: 10.1051/mfreview/2016015

8. Yanushkevich Z., Lugovskaya A., Belyakov A., Kaibyshev R. Deformation microstructures and tensile properties of an austenitic stainless steel subjected to multiple warm rolling // Materials Science and Engineering A. 2016. V. 667. P. 279-285

9. Селютин Г.Е., Попова О.Е., Турушев А.В., Долгий Р.А., Гаврилов Ю.Ю., Иванов К.Б. Композиционный материал с повышенными демпфирующими свойствами на основе сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ) // патент на изобретение RUS 2567958 18.12.2013

10. Люкшин Б.А., Шилько С. В., Панин С. В., и др. Дисперсно-наполненные полимерные композиты технического и медицинского назначения. -Новосибирск: Изд-во СО РАН Наука. -2017

11. Нежный П.А., Кудинова О.И., Гринев В.Г., Крашенинников В.Г., Новокшенова Л.А. Композиционные материалы на основе СВМПЭ и ВН // В сборнике: Полимеры 2019 Сборник трудов XX Научной конференции Отдела полимеров и композиционных материалов Института химической физики им. Н. Н. Семенова Российской академии наук. МОСКВА, 2019. С. 99-100.

12. Кобзев Д.Е., Копичников А.В., Червяков В.М., Баронин Г.С. Применение полимерных композитов на основе СВМПЭ для изготовления и ремонта деталей автомобилей // В сборнике: Современные твердофазные технологии: теория, практика и инновационный менеджмент Материалы VII международной научно-инновационной молодежной конференции. 2015. С. 111-113.

13. Mohseni Taromsari, S., Salari, M., Bagheri, R., Faghihi Sani, M.A. Optimizing tribological, tensile & in-vitro biofunctional properties of UHMWPE based nanocomposites with simultaneous incorporation of graphene nanoplatelets (GNP) & hydroxyapatite (HAp) via a facile approach for biomedical applications // Composites Part B: Engineering 175,107181. 2019

14. Saravanan, I., Devaraju, A. Wear mechanism of UHMWPE polymer composites for bio medical applications // Materials Research Express 6(10),105355. 2019

15. Xiao, S., Lanceron, C., Wang, P., Soulat, D., Gao, H. Mechanical and thermal behaviors of ultra-high molecular weight polyethylene triaxial braids: the influence of structural parameters // Textile Research Journal 89(16), 2019. с. 3362-3373.

ПОСТРОЕНИЕ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ КОМПОЗИЦИОННОЙ БАЛКИ

CONSTRUCTION OF COMPOSITE BEAM MATHEMATICAL MODEL

Томашевский А.С. – аспирант, Зверьев Е.М. – доктор технических наук, профессор,
Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша РАН
al.tomashevsky@gmail.com

Abstract. Based on the mapping contraction principle, a constructive analytical method is proposed for extracting composite beam stress-strain state equations from the theory of elasticity plane problem equations. The known semi-inverse Saint-Venant method is generalized to iterative; satisfies all the required continuity conditions unknowns are calculated using the Picard operators, the asymptotic convergence of the method with respect to small relative thickness parameter takes place by virtue of the Banach fixed point theorem. Analytical estimates are confirmed by numerical calculation by the finite element method.

Key words: Saint-Venant method, plane problem, mapping contraction principle, composite beam.

Аннотация. Предложен на основе принципа сжатых отображений конструктивный метод выделения уравнений состояния композитной балки из уравнений плоской задачи теории упругости. Известный полуобратный метод обобщается до итерационного, удовлетворяющие всем требуемым условиям непрерывности неизвестные вычисляются с помощью операторов Пикара, асимптотическая сходимость метода по малой относительной толщине имеет место в силу теоремы Банаха о неподвижной точке. Аналитические оценки подтверждены численным расчетом методом конечных элементов.

Ключевые слова: Метод Сен-Венана, плоская задача, принцип сжатых отображений, композитная балка.

Механика разрушения композиционного материала весьма сложна из-за анизотропии и взаимного влияния слоев. Одной из основных задач механики композитов является определение НДС изделия из композиционного материала. Для построения решения данной задачи воспользуемся модифицированным полуобратным методом Сен-Венана [1], в соответствии с которым в исходных уравнениях теории упругости задается часть неизвестных (начальных), а остальные вычисляются по ним, считая их заданными. Обобщение метода заключается в продолжении вычислений для определения начальных величин по вычисленным остальным. Этот процесс может быть продолжен дальше, как итерационный. Вопрос о сходимости итераций решается следующей теоремой [2, 3].

Отображение $y = Ay$ метрического пространства M в себя называется сжимающим отображением, если существует такое число $\varepsilon < 1$, что для любых двух точек $x, y \in M$ выполняется неравенство:

$$\rho(Ax, Ay) \leq \varepsilon \rho(x, y),$$

где ρ - метрика пространства M .

Точка y называется неподвижной точкой отображения, если $y = Ay$. Иначе говоря, неподвижные точки – это решения уравнения $y = Ay$. Итерационный процесс следует начинать с выбора некоторого начального приближения $y_{(0)}$. Для того чтобы решение сходилось к некоторому y необходимо чтобы оператор A был сжимающим. Все приближения $y_{(1)}, y_{(2)}, y_{(3)}$ и т. д. находятся с помощью формулы:

$$y_{(n+1)} = Ay_{(n)}.$$

Обобщенный полуобратный итерационный метод Сен-Венана изложен в [4-7].

В настоящей статье рассматривается задача определения НДС длинной упругой слоистой балки. Отнесем полосу к системе прямоугольных координат x, z , где $0 \leq x \leq 1$, $-h \leq z \leq h$, $2h$ – высота полосы. Длинные стороны балки несут некоторую нагрузку.

Запишем уравнения плоской задачи теории упругости

$$\frac{\partial \sigma_x^*}{\partial x^*} + \frac{\partial \tau^*}{\partial z^*} = 0, \frac{\partial \sigma_z^*}{\partial z^*} + \frac{\partial \tau^*}{\partial x^*} = 0, \varepsilon_x = \frac{\partial u^*}{\partial x^*}, \varepsilon_z = \frac{\partial w^*}{\partial z^*}, \gamma = \frac{\partial u^*}{\partial z^*} + \frac{\partial w^*}{\partial x^*}, \quad (1)$$

и соотношения упругости [8]

$$\sigma_x^* = a_{xx}^* \varepsilon_x + a_{x\gamma}^* \gamma + a_{xz}^* \varepsilon_z, \quad \sigma_z^* = a_{zx}^* \varepsilon_x + a_{z\gamma}^* \gamma + a_{zz}^* \varepsilon_z, \quad (2)$$

$$\tau^* = a_{\tau x}^* \varepsilon_x + a_{\tau \gamma}^* \gamma + a_{\tau z}^* \varepsilon_z.$$

Звездочкой обозначаются размерные величины.

Исключим из первых двух соотношений компоненту деформации ε_z с помощью третьего.

$$\varepsilon_z = -\frac{a_{zx}^*}{a_{zz}^*} \varepsilon_x - \frac{a_{z\tau}^*}{a_{zz}^*} \gamma + \frac{1}{a_{zz}^*} \sigma_z^*,$$

и запишем первые два так,

$$\sigma_x^* = b_{xx}^* \varepsilon_x + b_{x\gamma}^* \gamma + b_{xz}^* \sigma_z^*, \quad \tau^* = b_{\tau x}^* \varepsilon_x + b_{\tau \gamma}^* \gamma + b_{\tau z}^* \sigma_z^*, \quad \varepsilon_z = b_{zx}^* \varepsilon_x + b_{z\gamma}^* \gamma + b_{zz}^* \sigma_z^*, \quad (3)$$

Принятые сокращения:

$$b_{xx}^* = a_{xx}^* - a_{xz}^* \frac{a_{zx}^*}{a_{zz}^*}, \quad b_{x\gamma}^* = a_{x\gamma}^* - a_{xz}^* \frac{a_{z\tau}^*}{a_{zz}^*}, \quad b_{xz}^* = \frac{a_{xz}^*}{a_{zz}^*}, \quad b_{\tau x}^* = a_{\tau x}^* - a_{\tau z}^* \frac{a_{zx}^*}{a_{zz}^*},$$

$$b_{\tau \gamma}^* = a_{\tau \gamma}^* - a_{\tau z}^* \frac{a_{z\tau}^*}{a_{zz}^*}, \quad b_{\tau z}^* = \frac{a_{\tau z}^*}{a_{zz}^*}, \quad b_{zx}^* = -\frac{a_{zx}^*}{a_{zz}^*}, \quad b_{z\gamma}^* = -\frac{a_{z\tau}^*}{a_{zz}^*}, \quad b_{zz}^* = \frac{1}{a_{zz}^*}.$$

Далее необходимо привести к безразмерному виду координаты $x = x^*/l$, $z = z^*/h$, напряжения $\sigma_x = \sigma_x^*/b_{xx}^*$, $\sigma_z = \sigma_z^*/b_{xx}^*$, $\tau = \tau^*/b_{xx}^*$ (вдоль осей x^* , z^*) и перемещения $u = u^*/h$, $w = w^*/h$. Как единицу измерения жесткости выбираем величину b_{xx}^* , если она постоянная. В случае если b_{xx}^* функция, выбираем некоторую её скалярную норму.

Запишем уравнения этих переменных в безразмерном виде, в следующем порядке:

$$\frac{\partial w}{\partial z} = \varepsilon_z, \quad \frac{\partial u}{\partial z} = -\varepsilon \frac{\partial w}{\partial x} + \gamma, \quad \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = -\varepsilon \frac{\partial \tau}{\partial x}, \quad \varepsilon_x = \varepsilon \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \sigma_x = b_{xx} \varepsilon_x + b_{x\gamma} \gamma + b_{xz} \sigma_z, \quad \frac{\partial \tau}{\partial z} = -\varepsilon \frac{\partial \sigma_x}{\partial x},$$

$$\varepsilon_z = b_{zx} \varepsilon_x + b_{z\gamma} \gamma + b_{zz} \sigma_z, \quad \frac{\partial w}{\partial z} = \varepsilon_z, \quad \gamma = \frac{1}{b_{\tau \tau}} (\tau - b_{\tau x} \varepsilon_x - b_{\tau z} \sigma_z),$$

где $\varepsilon = \frac{h}{l}$ – малый параметр, с целью последовательного вычисления искомых величин методом простых итераций при предположении, что величины ε_{z0} , γ_0 и τ_0 известны.

$$\frac{\partial w_{(0)}}{\partial z} = \varepsilon_{z0}, \quad \frac{\partial u_{(0)}}{\partial z} = -\varepsilon \frac{\partial w_{(0)}}{\partial x} + \gamma_0, \quad \frac{\partial \sigma_{z(0)}}{\partial z} = -\varepsilon \frac{\partial \tau_0}{\partial x},$$

$$\varepsilon_{x(0)} = \varepsilon \frac{\partial u_{(0)}}{\partial x}, \quad \sigma_{x(0)} = b_{xx} \varepsilon_{x(0)} + b_{x\gamma} \gamma_0 + b_{xz} \sigma_{z(0)},$$

$$\frac{\partial \tau_{(0)}}{\partial z} = -\varepsilon \frac{\partial \sigma_{x(0)}}{\partial x}, \quad \varepsilon_{z(1)} = b_{zx} \varepsilon_{x(0)} + b_{z\gamma} \gamma_0 + b_{zz} \sigma_{z(0)},$$

$$\frac{\partial w_{(1)}}{\partial z} = \varepsilon_{z(0)}, \quad \gamma_{(1)} = \frac{1}{b_{\tau \tau}} (\tau_{(1)} - b_{\tau x} \varepsilon_{x(0)} - b_{\tau z} \sigma_{z(0)}). \quad (4)$$

Здесь величины ε_z, w, γ даны в первом приближении, все остальные величины приведены в нулевом.

Для случая переменных коэффициентов жесткости. Построим решение для медленно меняющихся неизвестных исходной системы уравнений. Начальное приближение выберем $\varepsilon_{z(0)} = 0, \gamma_{(0)} = 0, \tau_{(0)} = 0$. Последовательно интегрируя уравнения (4) по z , определим неизвестные

$$\begin{aligned}
 w_{(0)} &= w_0(x), \quad \gamma_{(0)} = \gamma_0 = 0, \quad \tau_{(0)} = \tau_0 = 0, \quad u_{(0)} = -\varepsilon w_0' z + u_0(x), \\
 \sigma_{z(0)} &= \sigma_{z_0}(x), \quad \varepsilon_{x(0)} = -\varepsilon^2 w_0'' z + u_0', \\
 \sigma_{x(0)} &= b_{xx}(-\varepsilon^2 w_0'' z + u_0') + b_{xz} \sigma_{z_0}, \\
 \varepsilon_{z(1)} &= b_{zx} \varepsilon_{x(0)} + b_{z\gamma} \gamma_0 + b_{zz} \sigma_{z(0)}, \\
 \tau_{(1)} &= \varepsilon^3 w_0''' \int_0^z b_{xx} z dz - \varepsilon^2 u_0'' \int_0^z b_{xx} dz - \varepsilon \sigma_{z_0}' \int_0^z b_{xz} dz + \tau_0, \\
 w_{(1)} &= -\varepsilon^2 w_0'' \int_0^z b_{zx} z dz + \varepsilon u_0' \int_0^z b_{zx} dz + \sigma_{z_0} \int_0^z b_{zz} dz + w_0, \\
 \sigma_{z(1)} &= -\varepsilon^4 w_0''' \int_0^z \int_0^z b_{xx} z dz + \varepsilon^3 u_0'' \int_0^z \int_0^z b_{xx} dz dz + \varepsilon^2 \sigma_{z_0}'' \int_0^z \int_0^z b_{xz} dz dz - \\
 &\quad \tau_0' z + \sigma_{z_0}, \\
 \gamma_{(1)} &= \frac{1}{b_{\tau\tau}} \left(\varepsilon^3 w_0''' \int_0^z b_{xx} z dz - \varepsilon^2 u_0'' \int_0^z b_{xx} dz - \varepsilon \sigma_{z_0}' \int_0^z b_{xz} dz + \tau_0 + \varepsilon^2 b_{\tau x} w_0'' z - b_{\tau x} u_0' - b_{\tau z} \sigma_{z_0} \right).
 \end{aligned} \tag{5}$$

Нижним индексом в скобках обозначен номер приближения, а индексом без скобок обозначены произволы интегрирования.

В большинстве случаев НДС определяется через матрицу жесткости для каждого конкретного варианта укладки слоев в КП. В данном случае балка рассматривается как набор монослоев с произвольными характеристиками.

Разные критерии прочности осуществляют анализ НДС монослоя в составе композитного пакета. Было выбрано несколько наиболее используемых на практике критериев прочности [9].

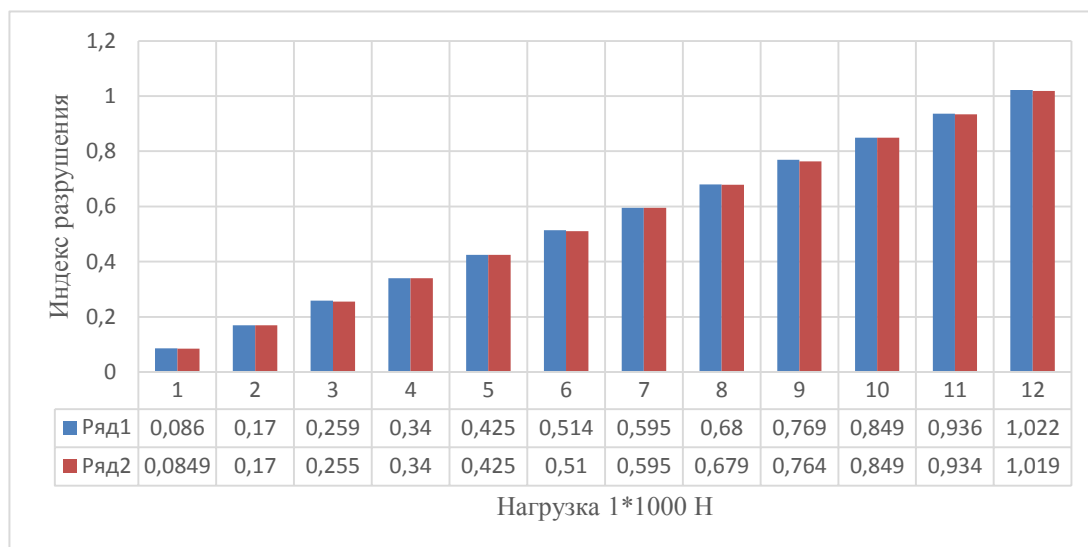


Рис.1 Сравнение методов на примере критерия максимальных напряжений (красный – метод S-VPB, синий – метод определения НДС с помощью обобщенного закона Гука)

Выше описаны результаты вычислений по методу Сен–Венана—Пикара—Банаха (S-VPB) на примере задачи определения НДС балки из слоистого композиционного материала, также проведено сравнение по численным показателям данного метода и метода определения НДС с помощью обобщенного закона Гука. При сравнении, на примере разных критериев разрушения, используемого на практике метода по определению НДС с методом S-VPB видно удовлетворительное совпадение результатов рис. 1.

Литература

1. Ляв А. Математическая теория упругости / А. Ляв; под. ред. Н.И. Февралев; пер. с англ. Б.В. Булгаков, В.Я. Натанзон. – М.-Ленинград: ОНТИ, 1935. – 672 с.
2. Колмогоров А. Н. Элементы теории функций и функционального анализа : учебник / А.Н. Колмогоров, С.В. Фомин. – М.: Наука, 1976. – 544 с.
3. Granas A., Dugundji J. Fixed point theory. - New York: Springer-Verlag New York, Inc., 2003. – 707p.
4. Зверяев Е.М. Метод Сен-Венана—Пикара—Банаха интегрирования уравнений в частных производных с малым параметром // Препринт, ИПМ им. М.В. Келдыша. – 2018. - №83.
5. Zveryaev E.M. Interpretation of semi-invers Saint–Venant method as iteration asymptotic method, Shell Structures: Theory and application. - London: Taylor&Francis Group, 2006. - P. 191–198.
6. Зверяев Е.М. Сведение трехмерных уравнений НДС пластины из композиционного материала к двумерным на базе принципа сжатых отображений / Е.М. Зверяев, Л.В. Олехова // Препринт, ИПМ им. М.В. Келдыша РАН. – 2014. - №95. - 30 с.
7. Зверяев Е.М. Непротиворечивая теория оболочек // ПММ. – 2016. - Т. 80, вып.5. - С. 590–596.
8. Малмейстер А.К. Сопротивление полимерных и композитных материалов / А.К. Малмейстер, В.П. Тамуж, Г.А. Тетерс. - Рига: Зинатне, 1980. - 572 с.
9. Томашевский А.С., Мартиросов М.И. Выбор критерия прочности для элементов конструкции из полимерных композиционных материалов гражданского самолета / М.И. Мартиросов, А.С. Томашевский // Сборник тезисов докладов XLIV Международной молодежной научной конференции «Гагаринские чтения». – 2018. - Том 1. – С. 81.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕГРАДАЦИИ
УПРУГИХ СВОЙСТВ АЛЮМИНИЕВЫХ ОБРАЗЦОВ ПРИ
ЦИКЛИЧЕСКОМ НАГРУЖЕНИИ**
*EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ELASTICITY DEGRADATION IN
ALUMINUM SAMPLES UNDER CYCLIC LOADING*

Торгованов А.О. – аспирант, **Москвитин Г.В.** – д.т.н., проф., зав. лаб.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

TorgovanovAO@mail.ru

Abstract. This research focuses on experimental study of fatigue resistance to vibration. At this time, there are no absolute criteria to accurately estimate fatigue of one or another structure despite the significant amount of studies in this area (for example, cf. [1]). A method is proposed for predicting the residual life by studying the changes in the first natural vibration frequency of an aluminum sample depending on the number of loading cycles.

Key words: fatigue resistance, defect identification, failure prediction.

Аннотация. Данная работа посвящена испытаниям на усталость при вибрационном нагружении. В данное время, несмотря на довольно значительный объем выполненных исследований (см., например, [1]), нет абсолютно точных критериев оценки долговечности той или иной конструкции. Предлагается методика прогнозирования остаточного ресурса с помощью исследования изменения первой собственной частоты колебаний алюминиевого образца в зависимости от количества циклов нагружения.

Ключевые слова: усталостная прочность, идентификация дефектов, прогноз разрушения.

В современных технических приложениях статические или квазистатические нагружения встречаются сравнительно редко. В связи с этим, расчетчик вынужден обращаться к исследованию повторных и циклических нагрузок. В настоящее время, большая часть инженерных конструкций и механизмов включает в себя детали, на которые в процессе эксплуатации действуют циклические или пульсирующие нагрузки. В результате действия таких нагрузок возникают соответственно циклические или пульсирующие напряжения, которые достаточно часто являются причиной усталостного разрушения [2]. Зачастую, разрушение может происходить внезапно без заметных признаков его приближения. Кроме того, во время «отдыха», когда напряжения перестают действовать, не происходит «восстановления» или исчезновения эффектов предварительного циклического нагружения, т.е. повреждения в процессе усталости накапливаются и, как правило, являются необратимыми.

Усталость можно охарактеризовать как процесс постепенного разрушения, складывающийся из зарождения трещины и ее роста до размера, при котором начинается неустойчивое распространение трещины. Пока еще не существует общепринятой точки зрения на детали процессов зарождения и распространения трещин на микроскопическом уровне. Предполагается, что зародыши усталостных трещин, из которых впоследствии и образуются трещины, распространяющиеся зачастую до разрушения, возникают в результате движения дислокаций [2], что приводит к появлению тонких полос скольжения на поверхностях кристаллов.

Для проведения испытаний на усталость при циклическом или пульсирующем нагружении, в общем случае необходима вибрационная испытательная система, которая состоит из вибрационного стенда, усилителя, акселерометра, контроллера, лазерного виброметра. Также необходима спецификация испытаний и объект исследования (образец).

Для закрепления образца к вибрационному стенду (модель: Data Physic V400LT) в зависимости от поставленной задачи необходима специальная оснастка, запрещающая

перемещения и повороты в области основания образца. В тоже время, оснастка должна передавать движение вибрационного стенда и обеспечивать надежное закрепление образца на протяжении всего испытания. Для данных испытаний была выбрана металлическая оснастка (рис. 1), которая жестко крепится к столу вибрационного стенда с помощью винта. Образец фиксируется прижимной частью оснастки с помощью двух винтов, тем самым создается эквивалент заделки. Геометрия прижимных поверхностей даёт возможность образцу передвигаться в вертикальном направлении, не создавая дополнительных напряжений и ударов.



Рис. 1. Крепление образца к вибрационному стенду

Проведение эксперимента требует записи данных для дальнейшей обработки результатов в программном обеспечении Matlab. Во время испытаний интерес представляют показания акселерометра, зафиксированного на оснастке, и показания лазерного виброметра (датчика виброскорости), отслеживающего скорость перемещения образца в заданной точке. Для поставленной задачи была выбрана среда LabVIEW 2009 (Laboratory Virtual Instrumentation Engineering Workbench). Геометрические характеристики испытываемых образцов (190x20x1 мм) представлены на рисунке 2. Материал: алюминий Д16Т.

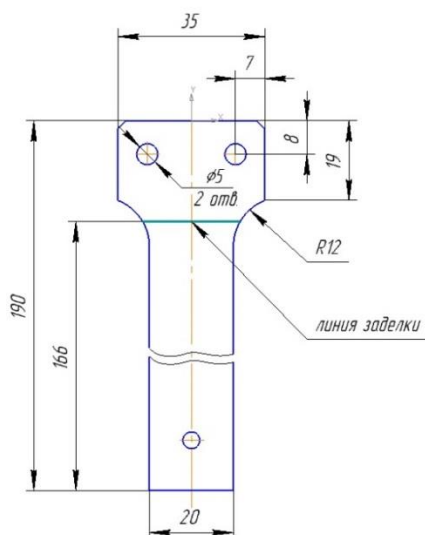


Рис. 2. Геометрия образцов

В ходе работы были определены динамические характеристики образцов: собственная частота ω и коэффициент демпфирования ζ , с применением экспериментальных, аналитических методов и МКЭ. Экспериментально характеристики были получены с помощью замеров виброскорости образца в резонансном режиме с последующим преобразованием Фурье и эксперимента на затухание (подбор огибающей). Для нахождения собственной частоты аналитически было рассмотрено решение на основании функций Крылова [3]. Для расчета МКЭ была выбрана программа Abaqus. В

таблице 1 представлены результаты расчетов и измерений. Из таблицы видно, что все значения приблизительно равны и относительная погрешность вычислений не превышает 5%. Среднее значение собственной частоты образцов принято за 29,4 Гц.

Табл.1. Динамические характеристики образцов

	Частота ω_1 , Гц	Перемещение на конце образца $v(l)$, мм	Напряжение в области заделки $\sigma(0)$, МПа
Аналитическое	29.8	35	155
МКЭ	29.71	33.2	159
Эксперимент	28.64	35±2*	-

В ходе работы были выполнены испытания на вибрацию при различных ускорениях вибрационного стенда в диапазоне от 1 g до 2 g. На рис. 3 представлен результат одного из испытаний длительностью 7.7 часов с ускорением 1.5g и средней собственной частотой 28 Гц.

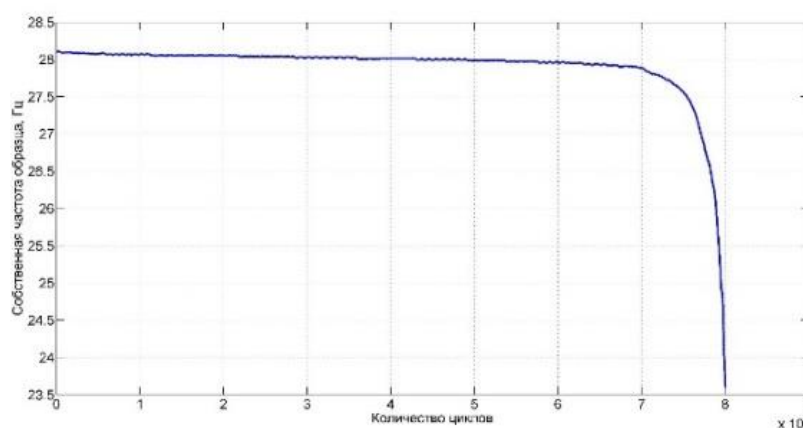


Рис. 3. Испытание на вибрацию при 1.5g

Средняя длительность усталостного испытания при ускорении вибрационного стенда в 1,5 g для 10 образцов составила 7,5 часов ($7,7 \cdot 10^5$ циклов). Во всех экспериментах отмечается падение первой собственной частоты образцов. Наиболее сильное падение происходит незадолго до разрушения, то есть, к моменту проявления трещин в области закрепления образца. Также, во всех испытаниях замечен рост виброскорости образцов в зависимости от количества циклов. Каждый эксперимент можно разделить на 3 интервала с собственными особенностями, такими как интервал стабильной резонансной частоты, интервал начала падения резонансной частоты и интервал активного проявления других гармоник:

1. В начале эксперимента все образцы ведут себя практически одинаково. Собственная частота стабильна и не изменяется. В этот период времени происходит накопление усталостного повреждения, зарождение микротрещин, микроскопическое изменение структуры образцов, которое никак не влияет на образец в целом. Окончанием первого интервала было решено выбрать падение первой собственной частоты более чем на 0.1% от её значения в начале эксперимента, что больше, чем просто погрешность измерений и обработки. В среднем, по времени это составляет 40% от всего ресурса образца или $3,08 \cdot 10^5$ циклов.

2. Для второго интервала характерно продолжающееся плавное падение частоты и развитие микродефектов. При этом показания датчика ускорения и виброскорости образца продолжают быть гармоничным.

3. В ходе эксперимента было замечено, что, приближаясь к разрушению, в образце начинают активно проявляться другие гармоники. Это связано с большим появлением внутренних и внешних трещин. Амплитуды некоторых частот достигают уровня, близкого

к половине от амплитуды первой частоты. Также, показания лазерного виброметра сильно искажены и не так похожи на синусоидальный сигнал. Такое поведение образцов начинает наблюдаться после $6,93 \cdot 10^5$ циклов (90% ресурса). Если амплитуды сторонних частот составляют более 10% от 1-ой собственной частоты, то образец достиг 3-его интервала – приближающегося разрушения образца.

На основе полученных данных можно построить кривую усталости (рис. 4), отображающую начало второго интервала (начало падения частоты) в зависимости от количества циклов и напряжений в заделке. Геометрия кривой усталости эквивалентна геометрии классической кривой Веллера. Используя полученные данные, можно предсказывать текущий ресурс образцов, зная их изначальную первую собственную частоту.

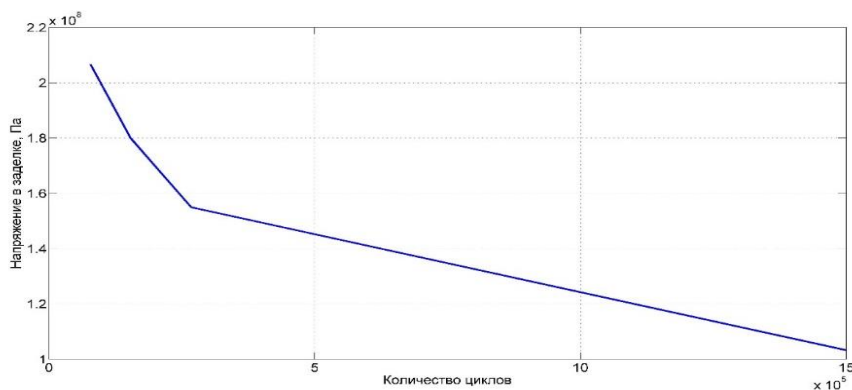


Рис. 4. Кривая усталости

В ходе проделанной работы были проведены испытания на усталостную прочность образцов. Эксперимент был подкреплён аналитическим и МКЭ-расчётом. Стоит отметить, что из МКЭ-расчёта максимальное напряжение возникает не у самой заделки, а немного дальше, тогда как в аналитическом решении максимальное напряжение возникает в самой заделке. Данное замечание обусловлено геометрией пластинки, которая не учитывается аналитическим решением. Скругления вблизи заделки (рис. 2) являются концентраторами напряжений и местом начала роста трещин. Данное замечание подтверждается экспериментом. Был предложен метод анализа результатов испытаний, который заключается в получении зависимости резонансной частоты образца от количества циклов. Весь эксперимент можно разделить на 3 интервала с собственными особенностями, такими как интервал стабильной резонансной частоты, интервал начала падения резонансной частоты и интервал активного проявления других гармоник. По окончании анализа результатов была построена кривая усталости для начала второго интервала, которая требует дальнейшего изучения и дополнения.

Литература

1. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие. Под редакцией С.В.Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
2. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ. Предсказание. Предотвращение. — М.: МИР, 1984 – 624 с.
3. Бидерман В. Л. Теория механических колебаний: Учебник для вузов. - М.: Высш. школа, 1980.

НЕЛИНЕЙНОЕ ПОВЕДЕНИЕ СКОРОСТЕЙ УЛЬТРАЗВУКОВЫХ ВОЛН И АКУСТИЧЕСКОЙ АНИЗОТРОПИИ ПРИ ПЛАСТИЧЕСКОМ ДЕФОРМИРОВАНИИ МЕТАЛЛОВ¹

NONLINEAR BEHAVIOR OF ULTRASOUND VELOCITIES AND ACOUSTIC ANISOTROPY DURING PLASTIC DEFORMATION OF METALS

Третьяков¹ Д.А. – аспирант, Беляев^{1,2} А.К. – д.ф.-м.н., профессор,
Галаяудинова¹ А.Р. – студент

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

²Институт проблем машиноведения РАН, г. Санкт-Петербург
dmitry.tretyakov93@yandex.ru

Abstract. The three-stage dependence of velocities of longitudinal and transverse ultrasonic waves on value of inelastic deformations under uniaxial tension of specimens from industrial rolled aluminum alloy was investigated. Relationship between nonmonotonic changes in acoustic anisotropy and different stages of deformation process was found. The results of investigation can be used in non-destructive ultrasound diagnostics of plastic deformations of metals.

Key words: acoustic anisotropy, plastic deformation, non-destructive ultrasonic testing, longitudinal and transverse waves.

Аннотация. Исследована трехстадийная зависимость скоростей продольных и поперечных ультразвуковых волн от величины неупругих деформаций при одноосном растяжении образцов из промышленного проката. Обнаружена связь между немонотонным характером изменения акустической анизотропии и различными стадиями деформационного процесса. Результаты исследований могут быть использованы в неразрушающем ультразвуковом контроле при диагностике пластических деформаций металлических конструкций.

Ключевые слова: акустическая анизотропия, пластические деформации, неразрушающий ультразвуковой контроль, продольные и поперечные волны.

Одной из важных проблем обеспечения безопасной эксплуатации промышленных установок является разработка методов неразрушающего контроля, которые были бы эффективны в диагностике конструкций из новейших высокопрочных, жаропрочных, наноструктурированных сплавов. Одним из таких методов является ультразвуковой метод акустоупругости [1,2], используемый для оценки напряженно-деформированного состояния участков магистральных трубопроводов [3], парогенераторов АЭС [4], строительных конструкций [5-7], для диагностики коррозионного разрушения атмосферостойких сталей [8,9] и в других областях. Данный метод основан на измерении акустической анизотропии, которая определяется как относительная разность скоростей v_1 и v_2 поперечных волн взаимно ортогональной поляризации:

$$a = 2(v_1 - v_2)/(v_1 + v_2), \quad (1)$$

Метод акустоупругости был предложен в работе [10]. Общая теория акустоупругости была разработана в [11,12] на основе работ Био [13] и Трусделла [14], и впоследствии развита для измерения остаточных напряжений в [15], в том числе с учетом влияния слабой анизотропной текстуры на акустическую анизотропию [16]. На основании нелинейно упругой модели Мурнагана [17] была получена ставшая классической формула для случая малых пластических деформаций среды [18]:

$$\Delta a = a_0 + a_1(\varepsilon_1^P - \varepsilon_2^P) + C_A(\sigma_1 - \sigma_2) \quad (2)$$

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке РФФ, грант №18-19-00413

где $\varepsilon_1^P, \varepsilon_2^P$ - главные пластические деформации, σ_1 и σ_2 - главные напряжения, a_1, C_A - экспериментально определяемые константы материала, не зависящие от пластических деформаций, a_0 - начальная акустическая анизотропия.

Из формулы (2) видно, что в рамках нелинейно упругой модели устанавливается линейная связь между акустической анизотропией и пластическими деформациями. Поиску её экспериментального подтверждения был посвящен ряд фундаментальных работ [19,20]. В работе [20] исследовались структурные изменения и их влияние на акустические параметры ультразвуковых волн при статическом растяжении корсетных образцов из конструкционных сталей 08Пс, 09Г2С и стали 40. Было установлено существование монотонной зависимости акустической анизотропии от величины пластических деформаций в стальных образцах, что, путем аппроксимации кривой “ $\Delta a - \varepsilon$ ” полиномом второй степени, позволяет осуществлять прямой расчет величины пластических деформаций по результатам измерения акустической анизотропии [20].

Авторами работы [21] исследовалась зависимость скоростей распространения ультразвуковых волн от величины неупругих деформаций на примере волн Рэлея. В частности, был выявлен трехстадийный характер зависимости скоростей рэлеевских волн от неупругих деформаций [21]. Эксперимент проводился на плоских образцах толщиной 5 мм, изготовленных из поликристаллического технически чистого алюминия. Авторами был сделан вывод о том, что различные стадии изменения скоростей рэлеевских волн напрямую связаны со стадиями деформационного процесса.

Результаты, полученные в [20,21] и других работах авторов имеют большое значение в деле оценки пластических деформаций ультразвуковыми методами контроля.

Целью данной работы является исследование влияния пластических деформаций на характер акустической анизотропии в образцах из холоднокатаного технически чистого алюминия. Таким образом, речь будет идти о волнах, распространяющихся во всем объеме материала, и об оценке интегральных свойств конструкций.

Для этого была изготовлена партия образцов из алюминиевого проката марки АМц (на рис.1). Образцы, вырезанные поперек проката, были испытаны на одноосное растяжение на разрывной машине INSTRON-8801. На каждом этапе жесткого нагружения осуществлялось измерение скоростей продольной волны v_3 и поперечных волн взаимно ортогональной поляризации v_1 и v_2 (на рис.3,4). Измерения осуществлялись при помощи сертифицированного анализатора акустической анизотропии ИН-5101А (на рис.2).

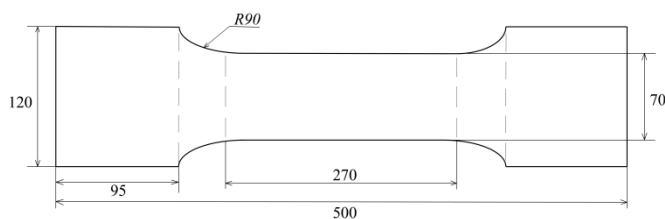


Рис.1. Геометрические размеры образцов



Рис.2. Прибор ИН-5101А

Результаты экспериментов подтверждают трехстадийный характер изменения скоростей ультразвуковых волн с ростом деформаций, описанный в [21], даже в случае объемных волн (на рис.3,4). На упругий участок диаграммы деформирования приходится рост скоростей распространения ультразвука (этап №1), который сменяется на убывание с началом нелинейного участка (этап №2) и заканчивается очередным ростом, связанным с началом процесса образования пластической шейки (этап №3).

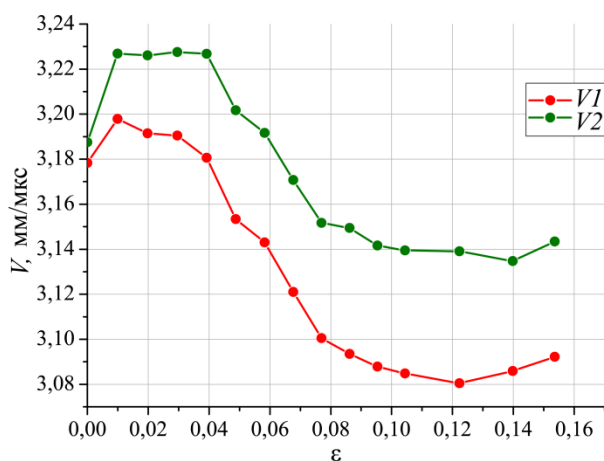


Рис.3. Зависимость скоростей поперечных волн V_1, V_2 от неупругих деформаций ϵ

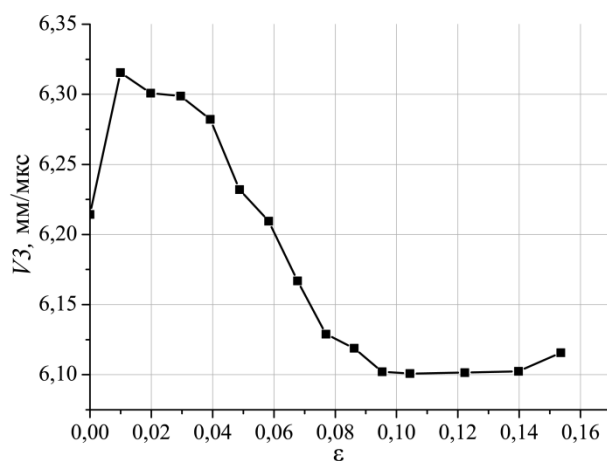


Рис.4. Зависимость скоростей продольных волн V_3 от неупругих деформаций ϵ

Был также исследован характер зависимости акустической анизотропии от неупругих деформаций. На рисунке 5 приведена диаграмма деформирования (в логарифмических деформациях), построенная с использованием высокоточного индукционного тензодатчика с базой измерения 10 мм и точностью 10^{-4} мм. Зависимость акустической анизотропии от неупругих деформаций представлена на рис.6. Видно, что она имеет немонотонный характер, причем области немонотонного изменения приходятся на величины деформаций, соответствующие пределу пропорциональности и пределу временного сопротивления на кривой деформирования (на рис.5). Данный эффект наблюдался на образцах, изготовленных как вдоль, так и поперек направления проката.

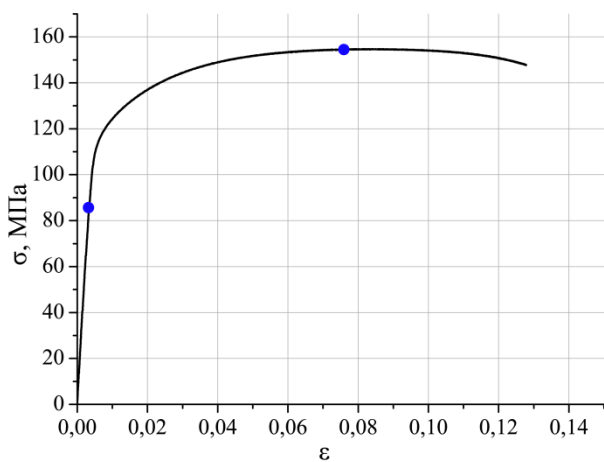


Рис.5. Диаграмма деформирования

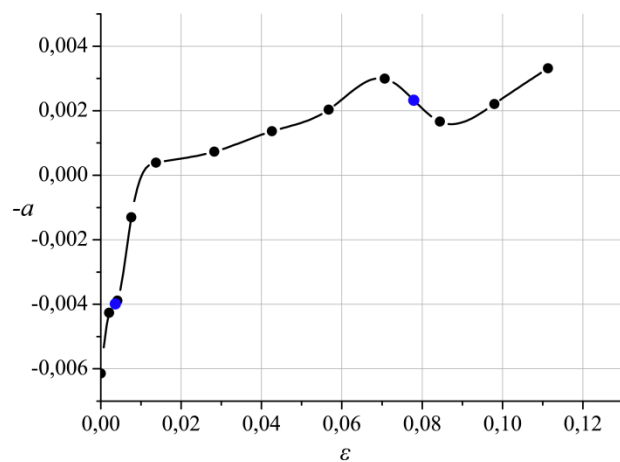


Рис.6. Зависимость акустической анизотропии от неупругих деформаций ϵ

Немонотонная зависимость акустической анизотропии от деформаций не может быть описана формулой (2). Это также говорит о том, что предложенный в работе [20] подход к определению величины пластических деформаций не может быть однозначно использован в случае алюминиевого проката. Отсутствие аналогичной немонотонной зависимости от деформаций в случае стальных образцов [20] по сравнению с алюминиевыми может быть связано с разницей в величине упругих модулей у данных материалов, однако это предположение требует экспериментального подтверждения.

Полученные в работе результаты могут быть использованы для разработки способов оценки неупругих деформаций промышленных конструкций и деталей машин с помощью ультразвукового неразрушающего контроля.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФ, грант № 18-19-00413

Литература

1. Никитина Н. Е. Акустоупругость. Опыт практического применения //Н.Н: Талам.– 2005.
2. ГОСТ Р. 52330-2005. Контроль неразрушающий //Акустический метод контроля механических напряжений. Общие требования. – 2007.
3. Камышев А. В. и др. Метод расчетно-инструментальной оценки напряженно-деформированного состояния элементов трубопроводов с использованием силовых граничных условий //Контроль. Диагностика. – 2015. – №. 9. – С. 45-51.
4. Гетман А. Ф. и др. Причины повреждений сварных швов № 111 ПГВ-1000 и предложения по их устранению //8-й Междунар. семинар по горизонтальным парогенераторам ОКБ «ГИДРОПРЕСС», Подольск, 19-21 мая. – 2010.
5. Алексеева Е. Л. и др. Оценка напряженно-деформированного состояния и растрескивания атмосферостойкой конструкционной стали методом акустоупругости //Строительство уникальных зданий и сооружений. – 2016. – №. 12. – С. 33-44.
6. Belyaev A. K. et al. Application of the acoustic anisotropy approach for technical diagnostics of structures with large plastic deformations //AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing, 2016. – Vol. 1785. – No. 1. – P. 030004.
7. Belyaev A. K. et al. Estimating the plastic strain with the use of acoustic anisotropy //Mechanics of Solids. – 2016. – Vol. 51. – No. 5. – P. 606-611.
8. Alekseeva E. L. et al. A study of hydrogen cracking in metals by the acoustoelasticity method //AIP Conference Proceedings. – AIP Publishing, 2017. – Vol. 1915. – No. 1. – P. 030001.
9. Semenov A. S. et al. Effect of Surface Layer Damage on Acoustic Anisotropy //Journal of Applied Mechanics and Technical Physics. – 2018. – Vol. 59. – No. 6. – P. 1136-1144.
10. Benson R. W. Acoustoelasticity //Product Engineering. – 1959. – Vol. 30. – P. 56-59.
11. Toupin R. A., Bernstein B. Sound waves in deformed perfectly elastic materials. Acoustoelastic effect // JASA –1961.–Vol. 33. – No. 2. – P. 216-225.
12. Thurston R. N., Brugger K. Third-order elastic constants and the velocity of small amplitude elastic waves in homogeneously stressed media // Phys. Rev.–1964.–Vol.133 – No.6A.–P.A1604.
13. Biot M. A. The influence of initial stress on elastic waves //Journal of Applied Physics. – 1940. – Vol. 11. – No. 8. – P. 522-530.
14. Truesdell C. General and exact theory of waves in finite elastic strain //Archive for rational mechanics and analysis. – 1961. – Vol. 8. – No. 1. – P. 263-296.
15. Crecraft D. I. The measurement of applied and residual stresses in metals using ultrasonic waves //Journal of Sound and Vibration. – 1967. – Vol. 5. – No. 1. – P. 173-192.
16. Iwashimizu Y., Kubomura K. Stress-induced rotation of polarization directions of elastic waves in slightly anisotropic materials //IJSS. – 1973. – Vol. 9. – No. 1. – P. 99-114.
17. Murnaghan F. D. Finite deformations of an elastic solid //American Journal of Mathematics. – 1937. – Vol. 59. – No. 2. – P. 235-260.
18. Pao Y. H., Gamer U. Acoustoelastic waves in orthotropic media //The Journal of the Acoustical Society of America. – 1985. – Vol. 77. – No. 3. – P. 806-812.
19. Kobayashi M. Ultrasonic nondestructive evaluation of microstructural changes of solid materials under plastic deformation—Part II. Experiment and simulation //International Journal of Plasticity. – 1998. – Vol. 14. – No. 6. – P. 523-535.
20. Мишакин В. В. и др. Акустический метод оценки поврежденности материалов и конструкций, подвергаемых силовому нагружению //Вестник научно-технического развития. – 2008. – №. 5. – С. 61-66.
21. Зуев Л. Б. и др. Скорость распространения ультразвука и стадийность пластического течения поликристаллов Al //Письма в ЖТФ. – 1996. – Т. 22. – С. 76-79.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИЗУЧЕНИЕ ПРОЦЕССОВ ПОЛЗУЧЕСТИ И РЕЛАКСАЦИИ СТАЛЕЙ НА ЗАКРИТИЧЕСКОЙ СТАДИИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ¹

EXPERIMENTAL STUDY OF CREEP AND RELAXATION OF STEELS AT THE POSTCRITICAL STAGE OF DEFORMATION

Третьяков М.П. – к.ф.-м.н, с.н.с., Феклистова Е.В. – м.н.с., Лыкова А.В. – м.н.с.
Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Центр
экспериментальной механики
cem_tretyakov@mail.ru

Abstract. The work is aimed at further studying aspects of the behavior of materials at the stage of postcritical deformation, which is of both applied and fundamental interest from the point of view of understanding the processes preceding fracture and the possibility of predicting the survivability and kinetics of structural destruction processes. An experimental assessment was made of the influence of the strain rate in a wide range on the supercritical behavior of samples of steel X15CrNi12-2. Data on the processes of rheological behavior of steel at various levels of supercritical deformation were obtained.

Key words: survivability, safety, strength, long-term strength, creep, relaxation, postcritical behaviour, tension, high temperature tests.

Аннотация. Работа направлена на дальнейшее изучение аспектов поведения материалов на стадии закритического деформирования, которая представляет как прикладной, так и фундаментальный интерес с точки зрения понимания предшествующих разрушению процессов и возможности прогнозирования живучести и кинетики процессов разрушения конструкций. Проведена опытная оценка влияния скорости деформаций в широком диапазоне на закритическое поведение образцов стали ЭП517Ш. Получены данные о процессах реологического поведения стали на различных уровнях закритической деформации.

Ключевые слова: живучесть, безопасность, прочность, длительная прочность, ползучесть, релаксация, закритическое поведение, растяжение, высокотемпературные испытания.

Введение

В настоящее время значительное внимание исследователей направлено на изучение процессов деформирования и разрушения материалов, которая представляет интерес с точки зрения обеспечения безопасности, прогнозирования живучести и снижения катастрофичности разрушения конструкций в аварийных ситуациях, а возрастающие требования к надежности, ресурсу и длительной прочности ответственных изделий определяют безусловную актуальность экспериментальных и теоретических исследований в этой области [1-7]. К настоящему времени разработаны основы теории процессов устойчивости закритической деформации разупрочняющихся сред: сформулирован признак закритической деформации, доказана теорема единственности решений упругопластических задач с граничными условиями контактного типа для тел с разрушенными областями, осуществлен вывод необходимых условий устойчивости закритического деформирования поврежденных элементов структуры неоднородных сред [1-2]. Особого внимания при опытном изучении данной стадии деформирования заслуживают процессы неоднородного деформирования образца, которые приводят к образованию шейки в рабочей части [5, 7]. Учет закритического поведения материалов

¹ Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект № 18-79-00216) в Пермском национальном исследовательском политехническом университете

представляет практический интерес при изучении процессов разрушения полимерных композитов [2, 6], а также при моделировании поведения образцов с трещиной с учетом нелинейных связей в её вершине [8].

Теоретическое и экспериментальное изучение и учет реологического поведения материалов в условиях закритического деформирования – это необходимый элемент дальнейшего развития моделей разупрочняющихся сред, необходимых при анализе и прогнозировании поведения ответственных конструкций при разрушении. Большинство конструкционных материалов при высоких температурах демонстрируют реологическое поведение, которое проявляется в виде ползучести и релаксации. Металлы и сплавы проявляют реологические свойства в определенном диапазоне напряжений и температур. При этом, пренебрежение учетом явления ползучести может привести к существенным ошибкам в оценке механического поведения и работоспособности исследуемых объектов. Явление ползучести может быть разделено на три стадии: первичная ползучесть (стадия упрочнения), вторичная ползучесть (стадия стационарная) и третичная ползучесть (стадия разупрочнения). При высоких температурах характерными особенностями деформационно-прочностного поведения материалов являются отсутствие начальной стадии ползучести (стадия упрочнения) и сравнительно небольшая продолжительность третьей стадии (стадия разупрочнения) [9].

Целью настоящей работы является расширение экспериментальных методик исследования и получение новых данных о процессах и закономерностях ползучести и релаксации сталей на стадии закритического деформирования.

Методика проведения испытаний и обсуждение результатов

Методика проведения испытаний реализована на основе использования универсальной сервогидравлической испытательной системы Instron 8801 (± 100 кН, частота нагружения до 30 Гц). Нагрев и испытания образцов осуществлялись в трехзонной печи Instron CP103202 с максимальной рабочей температурой 1100 °С. В процессе испытаний в печи находится образец и тяги охлаждаемых захватов. В испытаниях используется высокотемпературный экстензометр индукционного типа Epsilon 3648-010M с базой измерений 10 мм и рабочим диапазоном регистрации деформаций $\pm 2,5$ %. Все датчики испытательной системы и экстензометр обеспечивают измерения с погрешностью не более 0,5 % от измеряемой величины.

Испытания проводятся в условиях одноосного растяжения при скорости удлинения образцов 6 мм/мин, 0,6 мм/мин, 0,06 мм/мин и 0,006 мм/мин по встроенному датчику перемещений испытательной машины либо до полного разрушения, либо до требуемого уровня закритического деформирования, после чего осуществляется выдержка при постоянной деформации образца (режим релаксации) или уровне нагрузки (режим ползучести) с записью всех параметров испытаний. Испытания проводились при температуре образца 500 °С (перепад температур по длине рабочей части не превышает 5 °С). Нагрев и выдержка образцов проводится в течение не менее 3,5 часов, что обеспечивает равномерный прогрев образца и оснастки, с регистрацией перемещений, вызванных температурным расширением образца и высокотемпературных тяг. Испытания проводились на сплошных цилиндрических образцах (диаметр 6 мм, рабочая часть 38 мм) жаропрочной высоколегированной коррозионностойкой стали мартенситного класса ЭП517Ш (15X12H2МВФАБ-Ш). Химический состав стали и подробное описание методики испытаний приведены в [3].

В [3, 4] отмечено, что при комнатной температуре не наблюдается существенного влияния скорости деформирования на закритическое поведение сталей (на примере 40X), однако при высоких температурах такое влияние присутствует. В данной работе проведена оценка зависимости закритического поведения рассматриваемой стали от скорости деформирования в широком интервале. Реализованные в испытаниях скорости удлинения образцов соответствуют следующим скоростям деформаций: 6 мм/мин —

$2,6 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1}$, $0,6 \text{ мм/мин}$ — $2,6 \cdot 10^{-4} \text{ с}^{-1}$, $0,06 \text{ мм/мин}$ — $2,6 \cdot 10^{-5} \text{ с}^{-1}$ и $0,006 \text{ мм/мин}$ — $2,6 \cdot 10^{-6} \text{ с}^{-1}$.

На рис. 1 приведен общий вид поверхностей излома разрушенных образцов после испытаний при различных скоростях. Разрушение происходило по типу «чашка – конус». Снижение скорости деформирования привело к увеличению максимальной достигнутой деформации и, соответственно, к увеличению остаточного поперечного сужения. При этом видно, что меняется не только минимальный диаметр образца в шейке, но и соотношение размеров центральной матовой части излома и областей пластического среза. Уменьшение скорости деформирования привело к увеличению площади центральной матовой части поверхности излома (рис. 1, г). Полученные в результате испытаний диаграммы растяжения приведены на рис. 2 (а) в координатах «напряжение – удлинение».

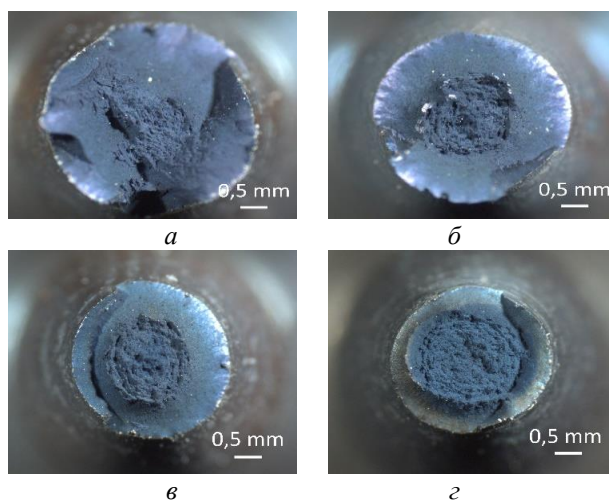


Рис.1. Поверхности излома образцов после испытаний при температуре $500 \text{ }^\circ\text{C}$ с различными скоростями нагружения: а – $6,0 \text{ мм/мин}$, б – $0,6 \text{ мм/мин}$, в – $0,06 \text{ мм/мин}$, г – $0,006 \text{ мм/мин}$

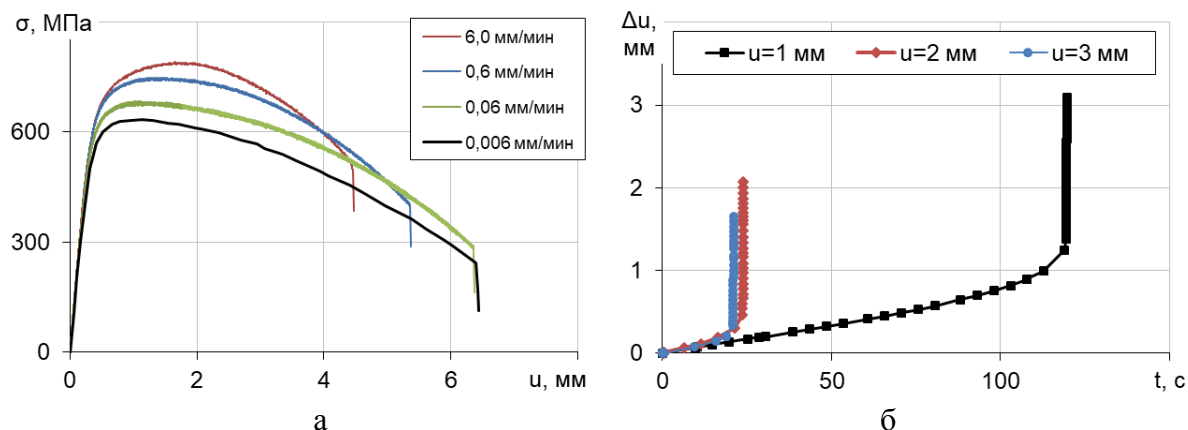


Рис.2. Результаты испытаний стали при температуре $500 \text{ }^\circ\text{C}$: диаграммы растяжения образцов с различной скоростью (а); кривые ползучести при различной степени предварительного удлинения (б)

Увеличение скорости растяжения отражается в виде известного повышения сопротивления стали, увеличения предела текучести и временного сопротивления (рис. 2, а). На стадии закритического поведения при этом наблюдается существенное уменьшение предельной деформации (снижение деформационных ресурсов). При низких скоростях деформирования диаграммы располагаются ниже, что свидетельствует о более полном протекании реологических процессов. При максимальной реализованной скорости удлинения (6 мм/мин) диаграмма растяжения отличается на качественном уровне (красная кривая на рис. 3, а), максимальное напряжение, соответствующее временному

сопротивлению смещено вправо относительно соответствующих характеристик для других скоростей деформирования. В соответствии с методикой исследования проведены испытания в режиме ползучести и релаксации при выдержках на стадии закритического поведения. На рис. 2 (б) приведены кривые ползучести в координатах «удлинение (Δu) – время» полученные после остановок при различных степенях закритического деформирования (скорость растяжения 0,6 мм/мин, величин предварительного удлинения (u): $u=1$ мм (черная линия), $u=2$ мм (красная линия) и $u=3$ мм (синяя линия). По полученным данным видно, что при выдержках по нагрузке на закритической стадии деформирования практически сразу происходит переход к третьей стадии ползучести и последующему разрушению образца.

Заключение

В результате работы проведено изучение аспектов реологического поведения образцов стали ЭП517Ш при температуре 500 °С на стадии закритического деформирования, которая является источником информации о протекающих процессах деформирования и разрушения, и связана с прогнозированием кинетики протекающих процессов при оценке живучести элементов конструкций. Проведена опытная оценка влияния скорости деформаций на сопротивление образцов стали ЭП517Ш на стадиях упругопластического и закритического деформирования. Получены данные о процессах реологического поведения стали на различных уровнях закритической деформации. Показано, что при выдержках по нагрузке на закритической стадии деформирования практически сразу происходит переход к третьей стадии ползучести и последующему разрушению образцов.

Литература

1. Вильдеман В.Э. О решениях упругопластических задач с граничными условиями контактного типа для тел с зонами разупрочнения // ПММ. 1998. Т. 62. Вып. 2. С. 304–312.
2. Вильдеман В.Э., Ломакин Е.В., Третьяков М.П., Третьякова Т.В., Лобанов Д.С. Экспериментальные исследования закритического деформирования и разрушения конструкционных материалов. — Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2018. — 156 с.
3. Вильдеман В.Э., Третьяков М.П. Экспериментальное изучение закритического деформирования и разрушения сталей при высоких температурах // Вестник ПНИПУ. Механика. — 2019. — № 1. — С.27–37.
4. Tretyakov M.P., Wildemann V.E. Experimental study of the rheological behavior of steels at the postcritical deformation stage at high temperature // Procedia Structural Integrity. — 2019. — Vol. 17. — P. 816-822.
5. Tretyakov M.P., Tretyakova T.V., Wildemann V.E. Regularities of mechanical behavior of steel 40Cr during the postcritical deformation of specimens in condition of necking effect at tension // Frattura ed Integrità Strutturale. 2018. Vol. 43. pp. 146-154.
6. Tretyakov M.P., Lobanov D.S., Wildemann V.E. Study of the regularities of postcritical behavior and failure of specimens in the tests of composite materials // Procedia Structural Integrity. — 2019. — Vol.17. — P. 865–871.
7. Баженов В.Г., Жегалов Д.В., Павлѐнкова Е.В. Численное и экспериментальное исследование упругопластических процессов растяжения-кручения осесимметричных тел при больших деформациях // Изв. РАН. МТТ. 2011. № 2. С. 57–66.
8. Гольдштейн Р.В., Перельмутер М.Н. Моделирование трещиностойкости композиционных материалов // Вычислительная механика сплошных сред. 2009. Т. 2, № 2. С. 22–39.
9. Локощенко А. М., Виброползучесть металлов при одноосном и сложном напряженных состояниях // механика твердого тела № 4. 2014. С.111-120.

ЛОКАЛЬНОЕ ИНДЕНТИРОВАНИЕ КАК СПОСОБ СНИЖЕНИЯ СКОРОСТИ РОСТА УСТАЛОСТНОЙ ТРЕЩИНЫ¹

LOCAL INDENTATION AS A METHOD FOR REDUCING THE FATIGUE CRACK GROWTH RATE

Федоров¹ А.А. – магистрант, Чернятин² А.С. – к.т.н., вед. научный сотрудник,
Матвиенко³ Ю.Г. – д.т.н., зав. отделом, Разумовский³ И.А. – д.т.н., зав. лабораторией

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана,

²ООО «НИИ Транснефть»,

³ИМАШ им. А.А. Благодирова РАН

Abstract. On the basis of numerical modeling by the finite element method, a study was made of the influence of the local residual stresses field, created by the action of a spherical indenter on the crack tip zone, on the crack growth rate. The problems of the fatigue growth of a flat semi-elliptic crack in a slab, as well as cracks in a standard CT specimen, are considered.

Key words: indentation, cracks, crack resistance, fatigue loading, numerical methods

Аннотация. На основе численного моделирования методом конечных элементов проведено исследование влияния на скорость роста трещины поля локальных остаточных напряжений, созданных путём воздействия сферического индентора на вершину трещины. Рассмотрены задачи циклического роста плоской полуэллиптической трещины в плите, а также трещины в образце для испытаний на трещиностойкость.

Ключевые слова: индентирование, трещины, трещиностойкость, циклическая нагрузка, численные методы

Локальное индентирование как способ снижения скорости роста трещины рассматривалось в ряде последних лет [1,2], результаты которых позволяют сделать вывод о перспективности практического применения рассматриваемого метода для повышения долговечности и ресурса элементов конструкций. В докладе представлены результаты исследования влияния локального поля остаточных напряжений, созданных путём вдавливания сферического индентора на вершину трещины, на скорость её усталостного роста.

В качестве способа оценки перспективности использования метода применительно к анализу ресурса элементов конструкций с учётом их реальной нагруженности необходимым этапом исследования является численное моделирование процесса развития трещины с учётом влияния поля остаточных напряжений в зоне выхода трещины на поверхность, которые специально созданы путём статического или динамического индентирования. При этом вполне очевидно, что расчётное моделирование является оптимальным способом как оценки принципиальной возможности практического применения методики для рассматриваемой практической задачи, так и определения оптимальных параметров индентирования (выбора размеров и материала индентора, а также величины нагрузки на индентор).

Ниже представлены результаты расчётного процессов распространения трещин для 2-х типовых задач:

- полуэллиптической трещины в толстой плите (полупространстве);
- трещины в компактном образце для испытаний на трещиностойкость.

¹ Работа поддержана РФФ, грант № 18-19-00351

Расчёты, включающие определение полей остаточных напряжений (ОН), возникающих при индентировании исследуемого объекта, а также последующий процесс циклического роста трещины, выполнялись с использованием программного комплекса (ПК) ANSYS. Решатель этого ПК - ANSYS Explicit STR, полностью интегрированный в унифицированную рабочую среду Workbench, позволяет в расчетном модуле Workbench Mechanical выполнять расчёты задач нестационарной нелинейной статики и динамики явными методами.

Для численного моделирования процесса развития трещины при циклическом нагружении использовалось уравнение Пэриса

$$\frac{dl}{dN} = C(\Delta K)^m,$$

где l – длина трещины; N – количество циклов нагружения; ΔK – размах коэффициента интенсивности напряжений; C, m – параметры, характеризующие свойства материала.

Плита с полуэллиптической трещиной

Схема 1-ой из рассмотренных задач – плиты с краевой полуэллиптической трещиной (рис. 1а) и её конечноэлементного (КЭ) разбиения (рис. 1б) представлены на рис. 1 ($a = 1,5b$; $h = 6b$; $L = 30b$; $B = 50b$; $b = 2$ мм). Отношение полуосей эллипса ($b/a = 2/3$) соответствует конфигурации постулируемого дефекта трещины, принятого при расчётах на трещиностойкость в ряде нормативных документов. Материал плиты AL 7075-T6, его диаграмма деформирования может рассматриваться как билинейная [3]. Механические характеристики материала соответствуют данным, приведенным в [3]; величины параметров $C = 2,7 \cdot 10^{-11}$, $m = 3,7$ [4]. К торцам плиты $z = \pm L/2$ приложена циклическая нагрузка $\pm\sigma_z$.

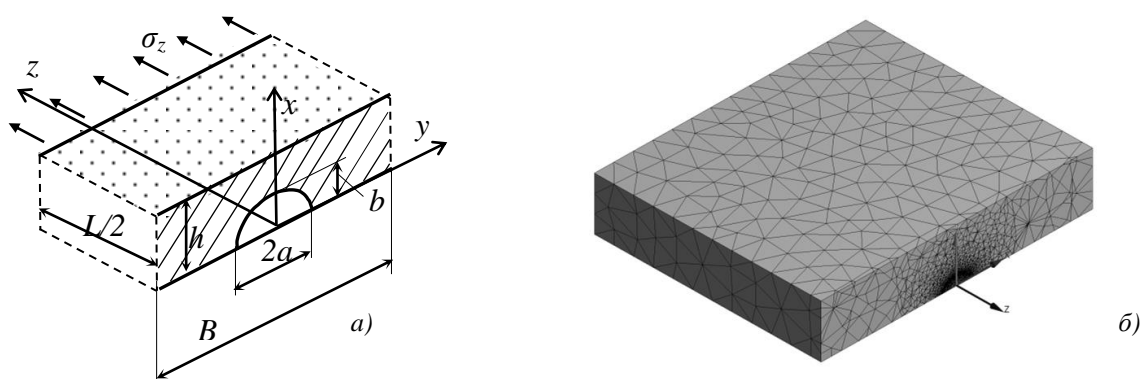


Рис.1. Плита с краевой полуэллиптической трещиной: а) схема задачи; б) схема КЭ – разбиения

Отметим, что вследствие особенностей используемого ПК, в частности модуля SMART Crack Growth в разделе Fracture, позволяющего проводить расчёт роста трещины, в КЭ-схеме следует реализовать обе свободные поверхности трещины (построенной с помощью восторенной функции Semi-Elliptical Crack). В связи с этим, отсутствует возможность полностью использовать симметрию задачи с построением всего лишь четверти рассматриваемой области. При расчётах циклического роста трещины использовалась тетраэдрическая КЭ-сетка. С учётом необходимости расчёта остаточных деформаций в зоне индентирования (зоне выхода трещины на свободную поверхность $x = 0$) КЭ-сетка имела локальное дополнительное сгущение, общее количество узлов – 128129.

На рис. 2 представлены результаты расчётов циклического роста трещины при действии нагрузки $\sigma_z^{max} = \pm 50$ МПа для $0 \leq N \leq 1,8 \times 10^3$ циклов. При расчётах величины коэффициентов интенсивности напряжений определялись с использованием J-интеграла.

На втором этапе выполнялся расчёт циклического роста трещины для случая, когда в зонах выхода трещины на поверхность имеет место локальное поле ОН, полученных путём индентирования.

В качестве инденторов рассматривались шарики диаметром 5 мм, выполненные из конструкционной стали *Structural Steel* [3]. Рассматривался случай, когда точкой первого контакта между индентором и плитой является точка выхода трещины на поверхность $(0, a, 0)$, рис. 1а). При расчётах считалось, что трение между поверхностями индентора и плиты отсутствует. Была принята величина статической нагрузки на каждый индентор $P = 200$ Н. При этом максимальная величина перемещения индентора $u^{max} = 20$ мкм, а максимальные остаточные перемещения $u_{ост}^{max} = 10$ мкм.

Так как расчёт циклического роста трещины (и соответственно, использованная для расчётов процедура *SMART Crack Growth*), применима только для линейных материалов, при расчётах циклического роста трещины принималось, что упрочнение отсутствует (это приводит к несколько большим напряжениям).

Результаты расчётов при отсутствии и наличии индентирования исследуемого объекта представлены на рис. 2. Из рис. 2а следует, что индентирование оказывает

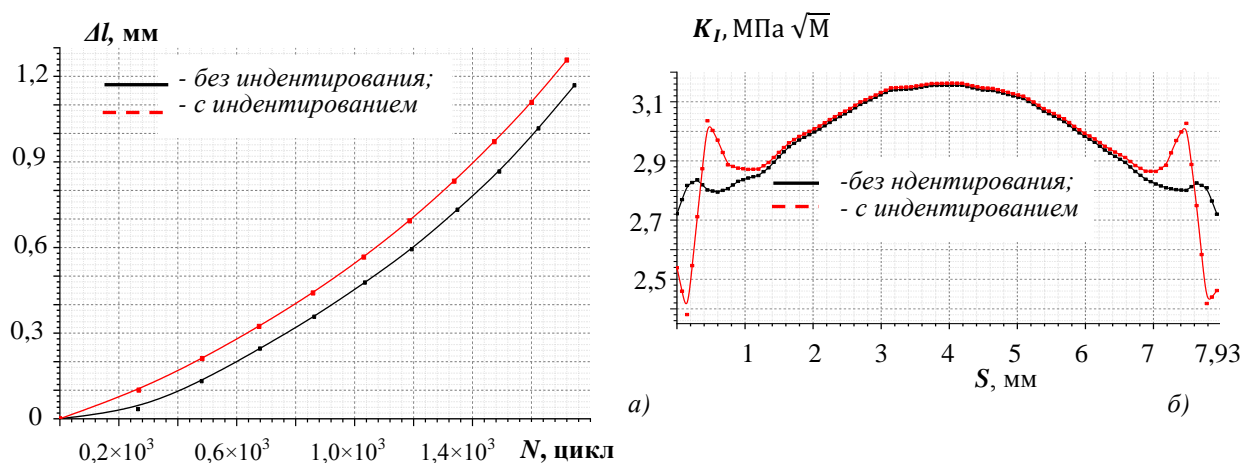


Рис. 2. Плита с полуэллиптической трещиной.

- а) расчётные зависимости $l = l(N)$, Δl – приращение трещины в точке индентирования;
 б) распределение K_I по фронту трещины S до и после индентирования

приводит к снижению скорости роста трещины. Относительно небольшое изменение скорости (при рассмотренных параметрах задачи $\approx 15\%$), по-видимому, связано с тем, что для рассмотренной конфигурации трещины распределение K_I по фронту трещины близко к постоянному, а влияние индентирования на напряжённо-деформированное состояние в зоне наиболее удалённой от поверхности окрестности точки $y = b$ невелико. С другой стороны, очевидно, что в случаях, когда полуось полуэллиптической трещины $a > b$, влияние индентирования на снижение скорости роста трещины увеличится.

Образец для испытаний на циклическую трещиностойкость

Схема образца, а также его КЭ разбиения представлены на рис. 3. С целью увеличения зоны влияния индентирования на скорость циклического роста трещины была принята относительно небольшая толщина образца $h = 2$ мм. Материал образца (алюминиевый сплав 7075-T6), геометрические и механические параметры индентора, такие же, как и в рассмотренной выше задаче.

На рис. 3 представлена полученная зависимость $l = l(N)$ для трещины, в вершину которой было осуществлено индентирование усилием $P = 100$ Н, в результате которого возникло поле остаточных напряжений, для которого максимальная величина остаточных перемещений $u_{ост}^{max} = 8$ мкм. При расчётах циклического роста трещины при мягком

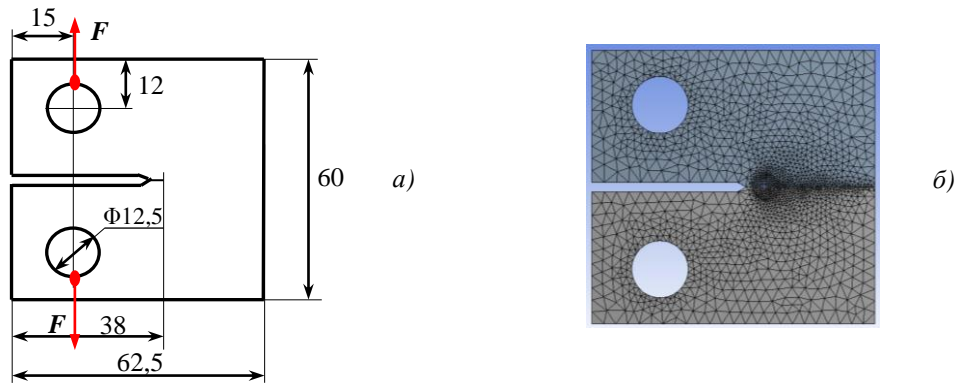


Рис. 3. Схема образца (а) и схема его КЭ-разбиения в плоскости образца (б)

нагружении рассматривался симметричный цикл $F^{max} = \pm 100$ МПа. Результаты расчётов показывают, что даже при весьма малых величинах остаточных перемещений, индентирование в вершину трещины приводит снижению скорости роста трещины на базе $N = 2,5 \times 10^5$ циклов более, чем в 3 раза. Это позволяет сделать вывод о перспективности использования рассматриваемой методики для продления ресурса тонкостенных элементов конструкций со сквозными трещинами.

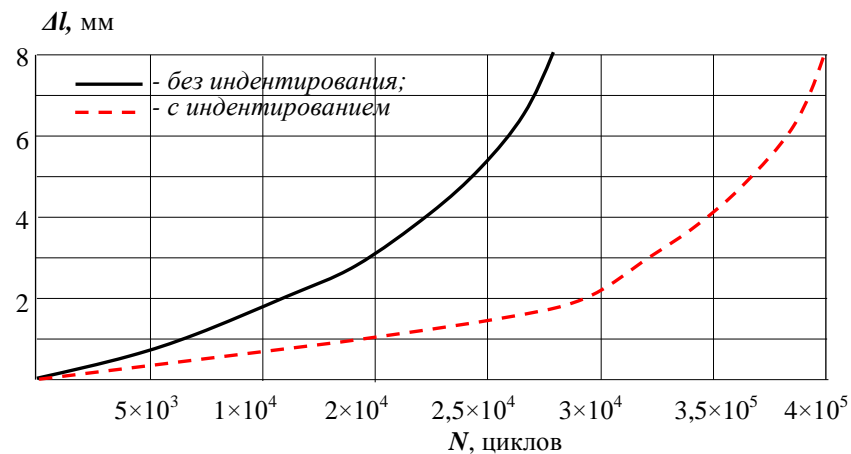


Рис. 2. Расчётные зависимости $l = l(N)$ для индентирования в зону вершины трещины

На основе анализа результатов расчётов ряда типовых задач рассмотренного типа в докладе приводятся общие выводы об оптимальных условиях индентирования в зависимости от геометрических параметров объекта исследования и свойств материала.

Работа поддержана РФФ, грант № 18-19-00351

Литература

1. Ruzek R., Pavlas J., Doubrava R. Application of indentation as a retardation mechanism for fatigue crack growth// International Journal of Fatigue. 2012. Vol. 37. P. 92-99.
2. Razavi S.M.J., Ayatollahi M.R. Berto F. Assessment of fatigue crack growth behavior of cracked specimens repaired by indentation//Procedia Structural Integrity. 2018. Vol. 13. P. 69-73.
3. https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/16.2.3/en-us/help/ans_lsd/Hlp_L_hour1.html.
4. Stephens R. I.; Fuchs H. O. Metal fatigue in engineering. New York : Wiley, 2001.

**РАЗВИТИЕ ПОДХОДА ИНВАРИАНТНОЙ ТЕОРИИ
ПЛАСТИЧНОСТИ К ПОСТРОЕНИЮ МОДЕЛЕЙ
НЕИЗОТЕРМИЧЕСКОГО ПЛАСТИЧЕСКОГО ТЕЧЕНИЯ**
*DEVELOPMENT OF INVARIANT PLASTICITY THEORY APPROACH TO
CONSTRUCTION OF NONISOTHERMAL MODELS OF PLASTIC FLOW*

Худякова¹ А.Д. – инженер 1 кат., Темис^{1,2} Ю.М. – д.т.н., профессор, начальник отдела

¹Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова, Москва

²Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана, Москва
ymtemis@ciam.ru

Abstract. Constitutive equations of invariant plasticity theory model with two structural parameters are presented. The method of determination of model applicability for non-isothermal cyclic loading simulation of constructional materials is described. Results of model testing on non-isothermal and non-proportional loading programs for nickel base alloy IN738LC and steel 45 samples are presented in compare with experiment results from literature.

Key words: constitutive plasticity model, non-isothermal conditions, non-proportional loading.

Аннотация. Приведены основные соотношения неизоотермической модели инвариантной теории пластичности с двумя структурными параметрами. Описан метод определения применимости модели к описанию неизоотермического деформирования материалов. Представлены результаты тестирования модели по программам неизоотермического и непропорционального деформирования трубчатых образцов из никелевого сплава IN738LC и стали 45 в сравнении с результатами экспериментов, приведенными в литературе.

Ключевые слова: неизоотермическая пластичность, непропорциональное деформирование, испытания образцов.

Детали современных газотурбинных двигателей работают в условиях повышенных и переменных температур под воздействием циклического деформирования. Совершенствование таких конструкций идет по пути снижения массы деталей при одновременном росте рабочих температур, при этом требования к ресурсу конструкции только растут. Поэтому проблема разработки и уточнения моделей неупругости, способных описывать поведение конструкционных материалов в реальных рабочих условиях, не теряет своей актуальности. Наиболее пригодным для практических расчетов классом моделей упругопластического поведения материала является класс моделей пластического течения со смешанным упрочнением, например [1,2]. В качестве теоретического фундамента для построения и совершенствования таких моделей может быть использована инвариантная теория пластичности, общие соотношения которой представлены в [3].

Для адаптации соотношений инвариантной теории пластичности к практическому применению, в качестве гипотезы принимаем, что влияние истории упругопластического деформирования на пластические свойства некоторого класса материалов можно описать двумя независимыми напрямую от температуры T структурными параметрами, скалярным χ и тензорным ξ_{ij} :

$$d\chi = \sqrt{3/2} d\varepsilon_{ij}^p d\varepsilon_{ij}^p, \quad d\xi_{ij} = K(J_2, \chi) d\varepsilon_{ij}^p,$$

где ε_{ij}^p - компоненты тензора пластических деформаций, $K(J_2, \chi)$ - функциональный параметр материала, $J_2 = s_{ij} s_{ij}$ - второй инвариант тензора напряжений, $s_{ij} = \sigma_{ij} - \sigma_{kk} / 3$

- компоненты девиатора тензора напряжений σ_{ij} . Рассматриваем материалы однородные и начально изотропные, изменение объема которых происходит упруго, и свойства которых изотропно изменяются под воздействием температурных полей. Деформации упругости, пластичности и ползучести считаем независимыми, полагая, что из их приращений складывается приращение полной деформации.

Согласно представлениям инвариантной теории пластичности, считаем, что существуют гиперповерхности пластического деформирования g и нагружения f ,

$$g = g(\sigma_{ij}, T, \varepsilon_{ij}^p, \xi_{ij}, \chi), \quad f = g(\sigma_{ij}, T, \underbrace{\varepsilon_{ij}^p, \xi_{ij}}_{const}, \chi). \quad (1)$$

С учетом инвариантности гиперповерхности пластического деформирования относительно системы координат, представляем ее уравнение в виде

$$g = g(J_2, E_2, E_3, H_2, H_3, D_1, D_2, D_3, P_1, P_2, P_3, T, \chi),$$

$$\begin{aligned} J_1 &= \sigma_{ij} \delta_{ij}, & E_1 &= \varepsilon_{ij}^p \delta_{ij}, & H_1 &= \xi_{ij} \delta_{ij}, & D_1 &= s_{ij} \varepsilon_{ij}^p, & P_1 &= s_{ij} \xi_{ij}, \\ J_2 &= s_{ij} s_{ij}, & E_2 &= \varepsilon_{ij}^p \varepsilon_{ij}^p, & H_2 &= \xi_{ij} \xi_{ij}, & D_2 &= s_{ij} s_{jk} \varepsilon_{ki}^p, & P_2 &= \varepsilon_{ij}^p \xi_{ij}, \\ J_3 &= s_{ij} s_{jk} s_{ki}, & E_3 &= \varepsilon_{ij}^p \varepsilon_{jk}^p \varepsilon_{ki}^p, & H_3 &= \xi_{ij} \xi_{jk} \xi_{ki}, & D_3 &= s_{ij} \varepsilon_{jk}^p \varepsilon_{ki}^p, & P_3 &= s_{ij} s_{jk} \xi_{ki}, \end{aligned} \quad (2)$$

где (2) - полная система чистых и смешанных инвариантов тензоров, входящих в (1). При использовании ассоциированного с гиперповерхность нагружения $f = 0$ закона пластического течения получаем аналогичные приведенным в [3] соотношения для определения приращений пластических деформаций.

Далее будем рассматривать вариант модели с гиперповерхностью пластического деформирования вида

$$g = J_2 - 2a_1 D_1 - 2a_2 P_1 + 2a_1 a_2 P_2 + a_1^2 E_2 + a_2^2 H_2 - \sigma_T^2 = 0, \quad (3)$$

где $a_1(\chi, T)$, $a_2(\chi, T)$, $\sigma_T(\chi, T)$ - функциональные параметры материала.

Согласно принятым при построении структуры соотношений инвариантной теории пластичности гипотезам базовый эксперимент для определения параметров пластичности материала должен быть проведен в таких условиях, в которых эффекты ползучести не проявляются, то есть при достаточно высоких скоростях деформирования. Рассматриваемая структура соотношений не учитывает степень сложности напряженного состояния никаким особым образом, поэтому в качестве базового эксперимента можно выбрать испытания на циклическое симметричное «жесткое» изотермическое деформирование, проведенные для некоторого набора постоянных температур.

Для модели (3) в случае одноосного изотермического деформирования, учитывая что тензоры s_{ij} , ε_{ij}^p и ξ_{ij} представляют собой девиаторы, записываем условие нахождения изображающей процесс точки на гиперповерхности пластического деформирования в виде

$$dg = 3/2(s_{11} - a_1 \varepsilon_{11}^p - a_2 \xi_{11}) (ds_{11} - (a_1 + K a_2) d\varepsilon_{11}^p) + g'_\chi d\chi = 0. \quad (4)$$

Внутри одного цикла нагружения в некотором приближении принимаем $g'_\chi = 0$, так как второе слагаемое в (4) характеризует изменение свойств материала от цикла к циклу. Тогда внутри каждого цикла базового эксперимента справедливо соотношение

$$ds_{11} / d\varepsilon_{11}^p = a_1(\chi, T^*) + K(J_2, \chi) a_2(\chi, T^*) \approx E_{кас}(J_2, \chi, T^*), \quad (5)$$

где T^* - фиксированная температура процесса. Соотношение (5) позволяет осуществить

проверку адекватности гипотезы о независимости функционального параметра $K(J_2, \chi)$ от температуры. Если для рассматриваемого материала гипотеза верна, то величины $E_{кас}^1 = E_{кас}(J_2, \tilde{\chi}, T_1^*)$ и $E_{кас}^2 = E_{кас}(J_2, \tilde{\chi}, T_2^*)$, полученные в изотермических экспериментах при температурах T_1^* и T_2^* соответственно, находятся в линейной зависимости при любом фиксированном $\tilde{\chi}$ на всем рабочем диапазоне изменения J_2 . Согласно описанному методу применимость модели показана для ряда никелевых сплавов и конструкционных сталей.

На рисунке 1 в качестве примера моделирования процесса деформирования по термомеханической траектории приведен график изменения напряжений в зависимости от номера цикла. График получен в результате моделирования испытаний трубчатого цилиндрического образца по термомеханической программе деформирования, приведенной в [4] и характерной для типового рабочего цикла точек передней кромки турбинной лопатки первой ступени, сплошная линия – расчет, ромбы – эксперимент [4], материал - никелевый сплав IN738LC.

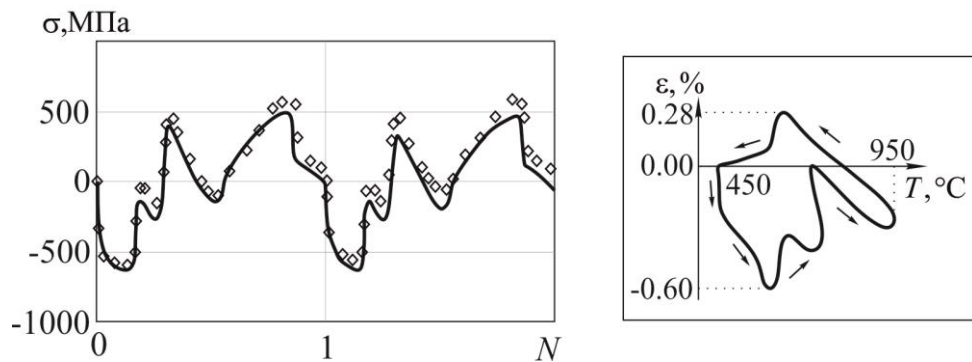


Рис.1. Результат моделирования термомеханического деформирования гладкого цилиндрического образца

Для оценки способности разработанной модели отражать эффекты непропорционального нагружения был проведен ряд тестов, моделирующих испытания трубчатых цилиндрических образцов стали 45 по двухзвенным и многозвенным ломаным траекториям и криволинейным траекториям деформирования. На рисунке 2 приведены зависимости угла сближения векторов деформаций и напряжений от длины второго звена двухзвенных ломаных траекторий с различными углами излома, сплошные линии – расчет, ромбы – эксперимент [1].

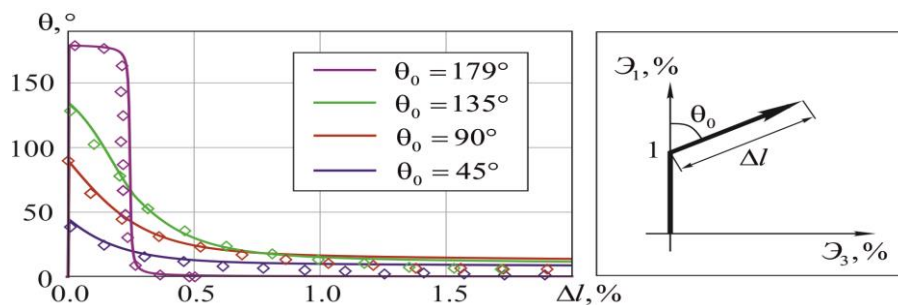


Рис.2. Результаты тестирования разработанной модели при деформировании по двухзвенным ломаным траекториям

На рисунке 3 приведены результаты моделирования деформирования образца по сложной криволинейной траектории, состоящей из дуг окружностей радиуса 1% и замыкающего прямолинейного участка разгрузки. Особенность рассматриваемой траектории состоит в том, что на ее криволинейном участке нет ни смены кривизны, ни изломов траектории, при этом нагружение непропорционально. Траектория

деформирования и скалярные свойства приведены на рисунке 3а), а кривые деформирования в координатах осевых и крутильных компонент напряжений и деформаций – на рисунке 3б), сплошные линии отражают расчетные результаты, а ромбы – эксперимент [5].

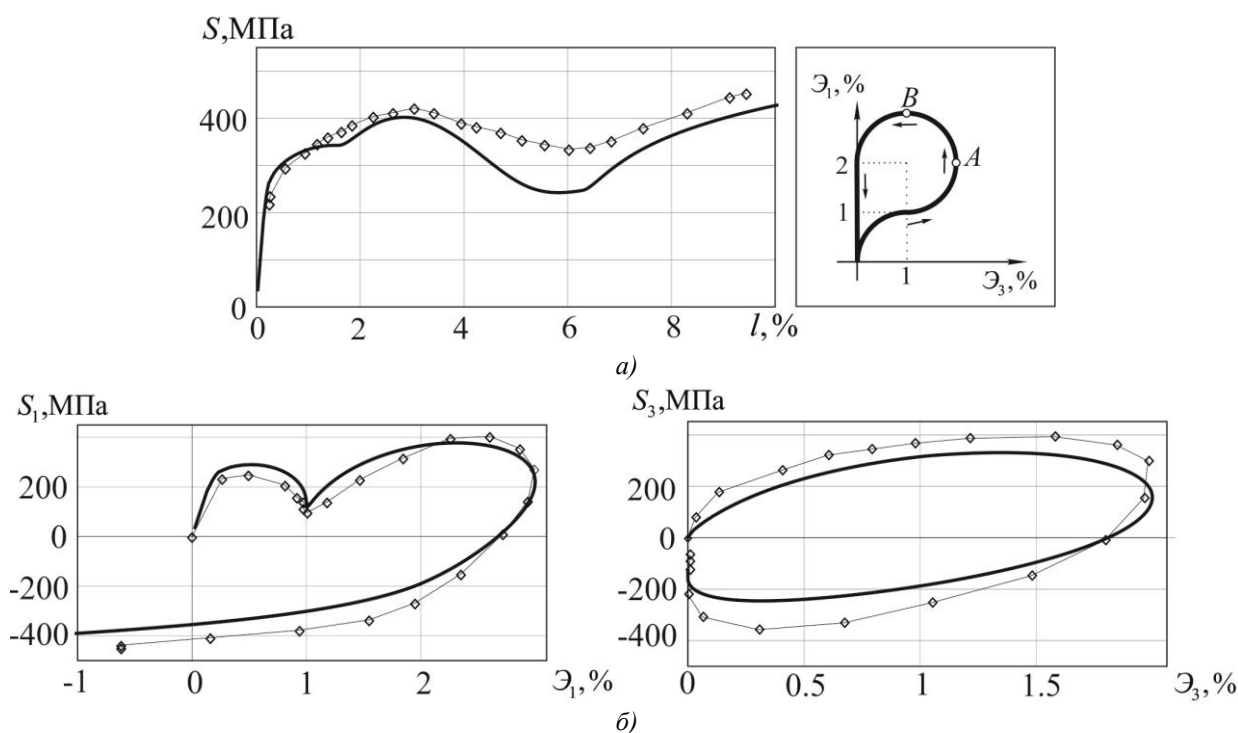


Рис.3. Результаты тестирования разработанной модели при деформировании по криволинейной траектории

Результаты тестирования позволяют сделать вывод о возможности применения разработанной модели для инженерных расчетов при моделировании напряженно-деформированного состояния деталей конструкций, работающих в условиях неизотермического и непропорционального нагружения.

Литература

1. Бондарь В.С., Даньшин В.В. Пластичность. Пропорциональные и непропорциональные нагружения. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. – 176 с.
2. Волков И.А., Игумнов Л.А. Введение в континуальную механику поврежденной среды. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2017. – 304 с.
3. Демьянушко И.В., Темис Ю.М. К построению теорий пластического течения в анизотропным упрочнением для материалов, находящихся под воздействием физических полей// Известия АН СССР. Механика Твердого тела. 1975. №5. С. 111-119.
4. J. Ziebs, J. Meersmann, H.-J. Kuhn. Effects of proportional and nonproportional straining sequence on hardening/softening behaviour of IN738LC at elevated temperatures//Multiaxial Plasticity. Cachan-France, 1992. pp. 224-255.
5. Зубчанинов Д.В. Моделирование процессов сложного упругопластического деформирования материалов. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. Тверь. 2010. 27 стр.

**ДИАГНОСТИКА ДЕФЕКТОВ В КОМПОЗИТНОЙ ПЛАСТИНЕ С
ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ**
*DEFECT DETECTION IN COMPOSITE PLATE BY NON-DESTRUCTIVE
TESTING METHODS*

Чернов¹ Д.В. – к.т.н., н.с., **Васильев¹ И.Е.** – к.т.н., с.н.с., **Столяров² А.А.** – ассистент,
Коваленко² Д.А. – ассистент

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Россия, 101990, г. Москва,
Малый Харитоньевский пер., 4

²ФГБОУ ВО "Национальный исследовательский университет "МЭИ" 111250, Россия, г.
Москва, Красноказарменная улица, дом 14
chernovdv@inbox.ru

Abstract. The paper considers the non-destructive testing of subsurface defects in multi-layered composite plate produced with vacuum intrusion technique. The detected defects verification is carried out by ultrasonic testing using phased array and immersion medium. The research has shown a high sensitivity of eddy current method allowing to detect inhomogeneities in composite even at the micro-scale level. It demonstrates the effectiveness of the eddy current testing for any subsurface defects detection in composite materials.

Keywords: composite material, subsurface defects detection, eddy current testing, ultrasonic testing, results verification.

Аннотация. Рассмотрена диагностика подповерхностных дефектов в многослойной композитной пластине, изготовленной по технологии вакуумной интрузии, с применением вихретокового метода контроля. Верификации выявленных дефектов проводилась с применением ультразвуковых методов контроля, использующих фазированные антенные решетки и иммерсионную среду. Результаты исследований показали высокую чувствительность вихретокового метода контроля, позволяющего выявлять неоднородности в структуре композитной панели даже на микро масштабном уровне, что говорит об эффективности его применения для выявления любых подповерхностных дефектов в изделиях из композитных материалов.

Ключевые слова: композитные изделия, диагностика подповерхностных дефектов, вихретоковый метод контроля, ультразвуковые исследования, верификация результатов.

Введение

Одним из способов достижения безопасной эксплуатации летательных аппаратов (ЛА) является периодическая межполетная диагностика состояния критически нагруженных несущих элементов ЛА. Такие мероприятия позволяют на ранней стадии развития повреждений своевременно выявлять их, повышая тем самым безопасность эксплуатации, продлевая ресурс и увеличивая сроки межремонтного обслуживания, что дает значительный экономический эффект эксплуатирующим организациям, так как стоимость необходимых диагностических исследований на порядки меньше стоимости самих летательных аппаратов, периодически проводимых регламентных работ и их простоя.

Выявление подповерхностных дефектов и развивающихся повреждений в элементах конструкций из полимерных композиционных материалов (ПКМ) при межполетных периодических осмотрах летательных аппаратов является одной из актуальных задач повышения ресурса их безопасной эксплуатации. Для решения поставленной задачи применяются системы технической диагностики (ТД) и неразрушающего контроля (НК), основанные на различных физических принципах. При этом остается актуальной проблема верификации результатов их применения. Для проведения достоверной диагностики изделий из ПКМ следует использовать методы НК,

чувствительность которых позволяет определить развивающиеся дефекты в структуре материала на всех масштабных уровнях.

Применение вихретокового контроля (ВТК) основано на анализе взаимодействия внешнего электромагнитного поля, создаваемого обмоткой возбуждения, с полем токов Фуко, возбуждаемых в объекте контроля переменным магнитным полем [1]. При возникновении и развитии дефектов в стенке объекта контроля отмечается изменение формы контуров вихревых токов. Изменение параметров результирующего магнитного потока регистрируется посредством измерительной обмотки. Для оценки эффективной зоны контроля используют параметр глубины проникновения (δ) электромагнитной волны, расчет которой осуществляется по следующей формуле:

$$\delta = \sqrt{\frac{2}{\mu\mu_0\omega\sigma}}, \quad (1)$$

где μ – магнитная проницаемость материала, μ_0 – магнитная постоянная, ω – частота возбуждения электромагнитной волны, σ – проводимость материала. Для достоверного выявления дефектов в структуре ПКМ частота выбирается таким образом, чтобы глубина проникновения контуров вихревых токов соответствовала толщине стенки объекта контроля.

Ультразвуковой метод неразрушающего контроля (УЗК) основан на возбуждении ультразвуковых волн в исследуемых объектах. В контролируемом изделии при помощи пьезоэлектрического преобразователя генерируется акустическая волна определенной частоты. Если в объекте нет дефектов, то ультразвуковые импульсы беспрепятственно отражаются от границ объекта контроля и регистрируются приемными преобразователями. При наличии дефектов в структуре материала возбуждаемые импульсы отражаются уже от дефектов и по разности времени их прихода на приемные преобразователи определяется залегание дефекта и его размеры. Частота ультразвуковых импульсов выбирается исходя из толщины стенки контролируемого изделия и коэффициента затухания акустической волны в материале. Наличие ближней зоны для приемных преобразователей, в которой возможен пропуск дефекта, усложняет процедуру ультразвукового контроля. Для снижения влияния ближней зоны и возможности использования метода УЗК для тонкостенных конструкций применяют технологию фазированных антенных решеток (ФАР). Такая технология является эффективным способом выявления повреждений в материалах со сложной структурой, например, в композитах. Для повышения достоверности выявления подповерхностных дефектов в изделиях из ПКМ используется УЗК в иммерсионной среде. Применение данного метода заключается в том, что между преобразователем, излучающим ультразвуковую волну, и объектом контроля располагается слой жидкости, толщина которого в несколько раз превышает длину волны. Это позволяет обеспечить стабильность акустического контакта во время проведения контроля и повысить вероятность выявления дефектов [2].

В рассматриваемых исследованиях для верификации результатов вихретоковой диагностики композитной пластины использовался УЗК с применением фазированных антенных решеток и иммерсионной среды.

Методика проведения экспериментов и обсуждение результатов

Основной задачей настоящей работы является определение максимальной чувствительности метода ВТК для выявления подповерхностных дефектов в изделиях из ПКМ.

Объектом исследования являлась многослойная композитная пластина с размерами 950x450x3,5 мм, изготовленная по технологии вакуумной интрузии. На рисунке 1 показана диагностика исследуемой пластины с применением ВТК. Для выявления подповерхностных дефектов при проведении вихретокового контроля предварительно проводят отстройку вносимого сигнала измерительной аппаратуры на

бездефектном участке. Процесс диагностики состоит в сканировании объекта контроля измерительным преобразователем и регистрации амплитуды вносимых напряжений, значение которых изменяется при обнаружении дефекта.

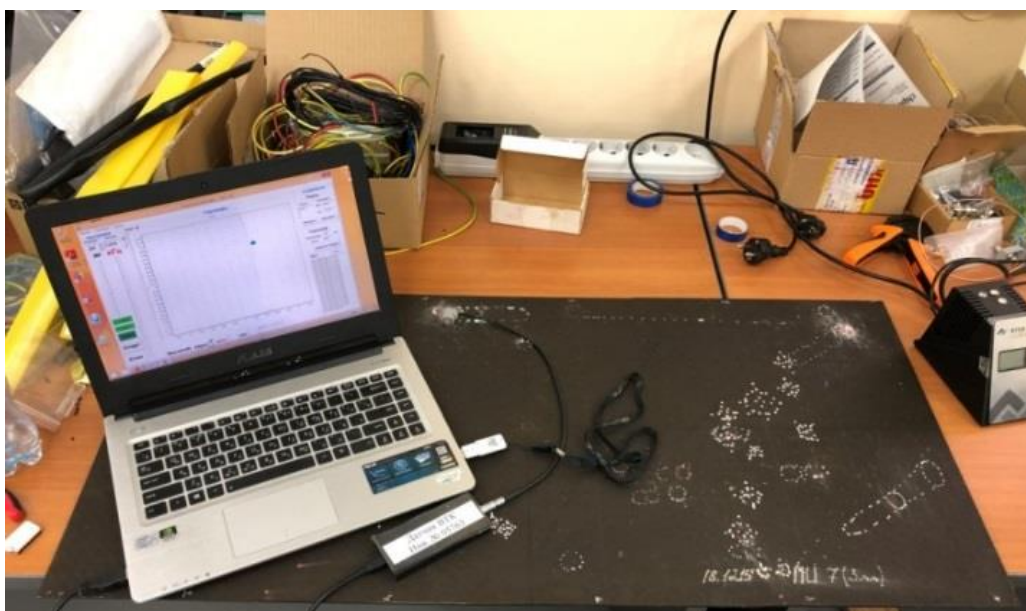


Рис. 1. Выявление дефектов в пластине из ПКМ при помощи вихретоковой диагностики

На рисунке 2 представлены годографы вносимых напряжений, зарегистрированные при вихретоковой диагностике пластины из ПКМ.

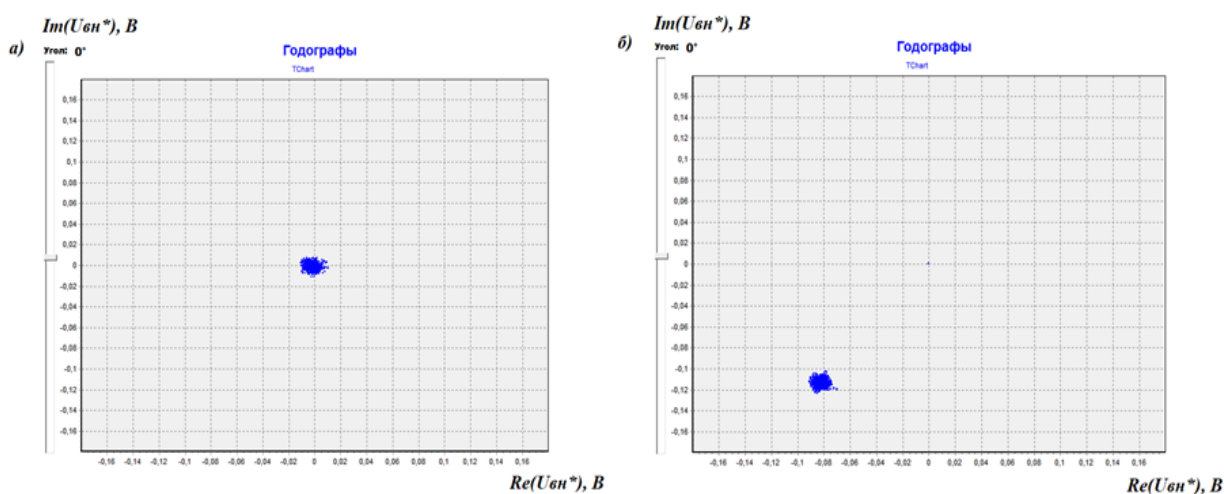


Рис. 2. Годографы вносимых напряжений, зарегистрированные при ВТК композитной пластины

Как показано на рисунке 2а, уровень вносимого напряжения на бездефектном участке пластины из ПКМ равен нулю. При наличии дефекта амплитуда вносимого напряжения увеличивается, что соответствует приведенному на рисунке 2б годографу. Наличие дефекта оказывает существенное влияние как на амплитуду, так и на фазу вносимого напряжения. Максимальный уровень амплитуд, зарегистрированный в процессе сканирования объекта контроля, составлял 14 мВ. Регистрация низкоамплитудных сигналов указывает на присутствие в структуре ПКМ дефектов микромасштабного уровня.

Для верификации полученных результатов применены методы ультразвуковой дефектоскопии с использованием фазированных антенных решеток (ФАР) и иммерсионной среды. Для метода ФАР в связи с высокой степенью затухания сигнала в объекте контроля был выбран 32 элементный преобразователь Т1-РЕ-2.25М32Е0.8Р с

частотой 2.25 МГц и шагом расстановки пьезоэлементов 0,8 мм. Угол наклона призмы составлял 0° . Контроль осуществлялся при помощи системы Harfang VEO. Для получения максимальной разрешающей способности ФАР был выбран закон фокусировки по глубине. Геометрические параметры повреждений структуры материала представлены на рисунке 3 L-скана дефектограммы ФАР.

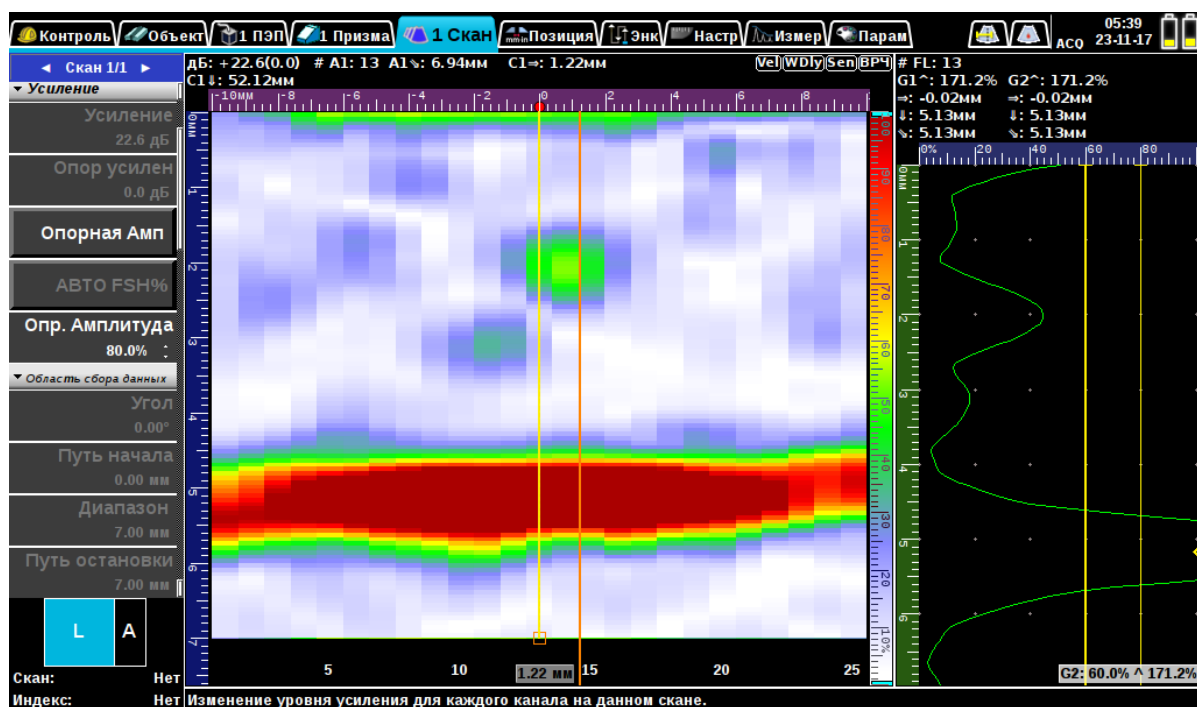


Рис. 3. Дефектограмма, зарегистрированная при проведения УЗК методом ФАР

Как следует из рисунка 3, в зоне выявленного повреждения панели ПКМ амплитуда зарегистрированного сигнала превышает уровень структурного шума более чем в 2 раза, что свидетельствует о наличии дефекта, выявленного с применением метода ВТК.

Дополнительная верификация полученных результатов была проведена с использованием установки ультразвуковой дефектоскопии серии «АванГард» производства ООО «ПАНАТЕСТ» (Москва, Россия) в иммерсионной среде. Применяемая система дает возможность осуществлять иммерсионный ультразвуковой контроль, позволяющий с высокой точностью определять размер и местоположение дефектов в изделиях из ПКМ. На рисунке 4 представлены результаты, полученные при проведении диагностики пластины в иммерсионной среде.

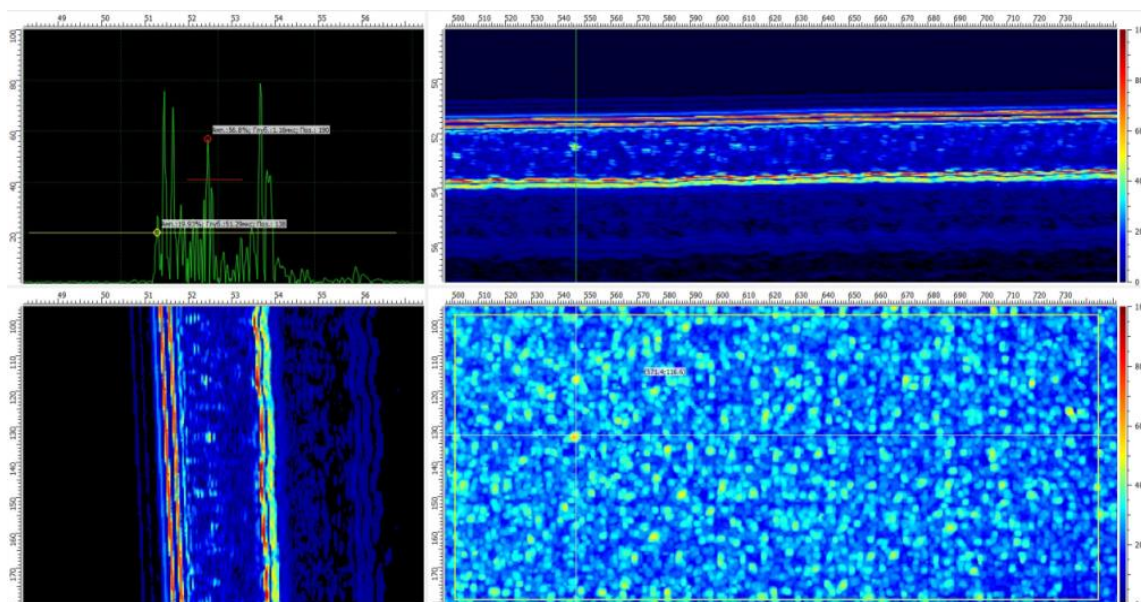


Рис. 4. Выявление дефектов в пластине из ПКМ в иммерсионной среде с применением ультразвукового контроля

На рисунке 4 приведено построение двумерных дефектограмм объекта контроля, по которым определено местоположение локальных неоднородностей структуры композита. Дефекты, для которых максимальная амплитуда ультразвуковых сигналов превышала уровень структурного шума более чем в 2 раза, были обнаружены на глубине 1 мм от поверхности контролируемого изделия. Максимальный размер выявленных дефектов не превышал 50 мкм, что подтверждает результаты исследования дефектности пластины с помощью методов ВТК и ФАР.

Заключение

Исследования дефектности пластины из ПКМ показали, что высокая чувствительность метода ВТК позволяет определять повреждения структуры объекта контроля даже на микромасштабном уровне. Для подтверждения полученных результатов использовались системы ФАР и иммерсионной ультразвуковой дефектоскопии. Совместное применение методов УЗК позволило верифицировать результаты вихретоковой дефектоскопии и определить порог чувствительности аппаратуры НК. Отмечается, что минимальный размер дефектов, выявляемых в структуре композиционной панели, составил 50 мкм.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 18-19-00351

Литература

1. Неразрушающий контроль: Справочник в 7 т. Под общ. ред. В.В. Клюева. Т.2. кн.1. М.: Машиностроение, 2003.
2. Бойчук А.С., Генералов А.С., Диков И.А. Контроль деталей и конструкций из полимерных композиционных материалов с применением технологии ультразвуковых фазированных решеток // Авиационные материалы и технологии. 2017. №1 (46). С. 45-50.

**ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ВЫРЕЗОВ НА РЕЗУЛЬТАТЫ
АКУСТИКО-ЭМИССИОННОЙ ДИАГНОСТИКИ¹**
*IMPACT OF TECHNOLOGICAL NOTCHES ON THE ACOUSTIC EMISSION
TESTING RESULTS*

Чернов Д.В. – к.т.н., н.с., **Матвиенко Ю.Г.** – д.т.н., проф., зав. отделом, **Васильев И.Е.** – к.т.н., с.н.с., **Бубнов М.А.** – к.т.н., с.н.с.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН
chernovdv@inbox.ru

Abstract. The paper considers the impact of size and shape of the technological notches on the acoustic emission impulse registration time. In experimental studies, the estimation of the location accuracy of acoustic emission sources simulated on 40 mm thick steel plate with a 100 mm central hole by means of broadband sensor is conducted. Research has shown that the changing of acoustic path parameters leads to significant increase of location error. Research results are used in finite-element analysis of distribution of elastic waves in the steel plates with strip and circular slots. High convergence of mathematical modeling results and experiments allows significantly reducing the amount of experimental research and increasing the speed of acoustic emission testing.

Keywords: acoustic emission, planar location, acoustic channel

Аннотация. Проведены эксперименты по исследованию влияния размера и формы вырезов в стальных пластинах на разность времени прихода импульсов акустической эмиссии на приемные преобразователи. Полученные данные были сопоставлены с результатами численного моделирования распространения упругих волн в пластинах с различными полосовыми и круговыми вырезами. Результаты исследований свидетельствуют о том, что форма выреза в значительно меньшей степени влияет на время регистрации импульсов на преобразователи антенной решетки, чем размер выреза и расположение приемного преобразователя относительно кромки выреза. Использование численного моделирования распространения импульсов акустической эмиссии в пластинах с полосовыми и круговыми вырезами, позволило значительно сократить объем проводимых экспериментов, повысив при этом их информативность.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, планарная локация, акустический тракт

Введение

Одним из главных достоинств метода акустической эмиссии (АЭ) является определение координат источников акустических сигналов. Построение координатной локации [1] осуществляется по значениям разности времен прихода (РВП) импульсов АЭ на преобразователи антенной решетки и скорости распространения акустического сигнала (V_g) в стенке объекта контроля [2]. Для построения планарной локации антенная решетка должна включать в себя не менее 3 преобразователей, установленных на поверхности контролируемого изделия. Для определения координат источника АЭ событий составляется система уравнений:

$$\Delta \tau_{12} = \tau_1 - \tau_2 = (1/V_g) \cdot \{[(x_1 - x)^2 + (y_1 - y)^2] - [(x_2 - x)^2 + (y_2 - y)^2]\}^{1/2}$$

$$\Delta \tau_{32} = \tau_3 - \tau_2 = (1/V_g) \cdot \{[(x_3 - x)^2 + (y_3 - y)^2] - [(x_2 - x)^2 + (y_2 - y)^2]\}^{1/2}$$

При вычислении корней уравнений используется метод множественной регрессии, совершая итерации до получения минимальной невязки [3]. Система уравнений имеет два решения, одно из которых отбрасывается по критерию физической неправдоподобности.

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00351

Необходимо отметить, что в процессе применения стандартного алгоритма локации не учитываются геометрические особенности объекта контроля и дисперсионные свойства акустического тракта. Присутствие технологических вырезов оказывает существенное влияние на значения РВП и характер распространения импульса АЭ от источника до приемного преобразователя, что увеличивает погрешность координатной локации.

Обсуждение результатов исследования

Экспериментальное исследование влияния вырезов на результаты планарной локации осуществлялось на пластинах из стали 20 толщиной 20 мм с габаритными размерами 440x440 мм. В центральной части пластин фрезерованием были выполнены полосовые и круговые вырезы различного диаметра и длины, форма и размеры которых показаны в нижней половине эскизов *а* и *б* на рисунке 1.

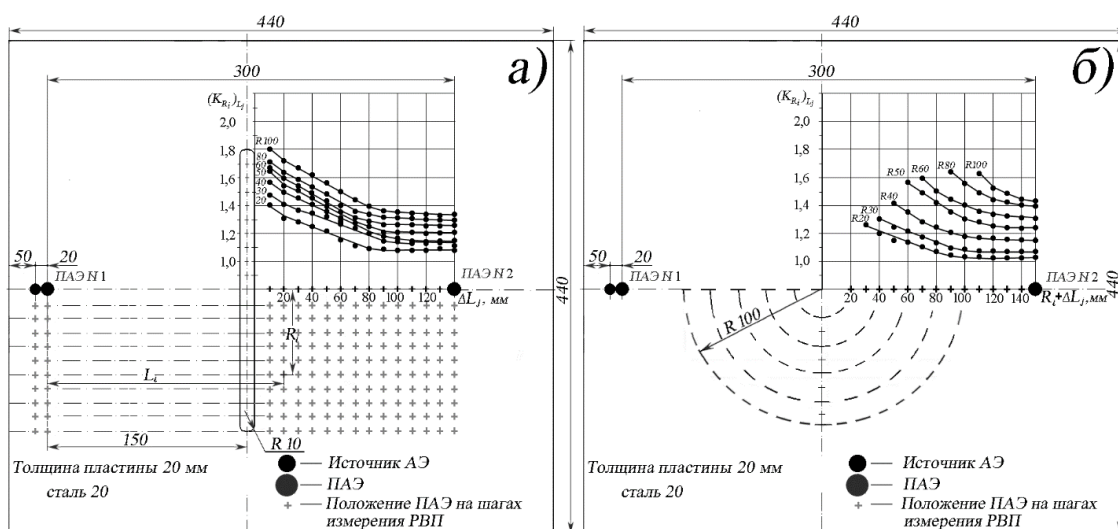


Рис. 1. Размеры пластин и графики средних выборочных значений коэффициентов $(K_{R_i})_{L_j}$ возрастания разности времени прихода импульсов $(\Delta\tau_{R_i})_{L_j}$ на преобразователи в зависимости от размера выреза (R_i) и удаления ПАЭ № 2 от его кромки (ΔL_j) относительно времени $(\Delta\tau)_{L_j}$ в отсутствие выреза, построенные по результатам измерения РВП в пластинах с полосовым (а) и круговым вырезом (б)

Целью проведенных экспериментов является исследование влияния отверстий радиусом 20, 30, ..., 100 мм и полосовых прорезей размером 20x200 мм на значения РВП и точность построения координатной локации. В качестве источника АЭ импульсов применялся электронный имитатор ООО «Интерюнис», оснащенный широкополосным преобразователем SE-1000 фирмы «Dunegan» с конусным излучателем диаметром 2 мм. Приёмниками АЭ импульсов служили резонансные преобразователи R15а фирмы «Mistras», которые устанавливались диаметрально на расстоянии 150 мм относительно центральной оси выреза. Для регистрации и обработки АЭ данных использовалась восьмиканальная система А-line 32D производства ООО «Интерюнис-ИТ». Имитатор импульсов АЭ устанавливался на расстоянии 50 мм от края пластины. Первый преобразователь располагался вблизи имитатора на расстоянии 20 мм. Второй преобразователь, удаленный от источника акустических сигналов, устанавливался на расстоянии L_j от ПАЭ №1 на противоположной стороне от выреза и смещался относительно его кромки с шагом 10 мм. Такое расположение приемных преобразователей позволяет оценить степень влияния выреза на значения РВП и форму импульса АЭ.

Как показано на рисунке 2 наибольшее значение коэффициентов $(K_{L_j})_{R_i} = (\Delta\tau_{R_i})_{L_j} / (\Delta\tau)_{L_j}$ зарегистрировано при установке ПАЭ №2 вблизи технологического

отверстия. При такой расстановке приемных преобразователей путь распространения акустического сигнала значительно увеличивается, а значение РВП ($(\Delta\tau_{R_i})_{L_j}$) может отличаться в 1,8 раз относительно измерений в пластине без вырезов ($(\Delta\tau)_{L_j}$). Для численной оценки влияния вырезов на результат АЭ диагностики рассчитывались средние выборочные значения РВП, зарегистрированные для полосовых и круговых измерений с размерами $R_i = 20, 30, \dots, 100$ мм при удалении ПАЭ № 2 от их кромки на расстояние $\Delta L_j = 10, 20, \dots, 140$ (130) мм.

При значениях размера $R_i=20$ мм значение $(\Delta\tau_{R_i})_{L_j}$ в области затенения возрастало на 30-40 % по сравнению с его величиной $(\Delta\tau)_{L_j}$, зарегистрированной на соответствующих расстояниях L_j при отсутствии выреза. При $R_i = 80-100$ мм рост уровня РВП в области кромки выреза достигал 70-80 %. Необходимо отметить, что максимальное расхождения значений $(\Delta\tau_{R_i})_{L_j}$, зарегистрированных при исследовании полосовых и круговых вырезов, не превышала 11%. Таким образом, форма выреза в значительно меньшей степени оказывает влияние на значения РВП, чем параметры R_i и ΔL_j .

Сопоставление результатов экспериментальных данных и численного моделирования позволило создать достоверную модель распространения упругих волн в пластине с полосовыми и круговыми вырезами. На рисунке 2 представлены результаты численного моделирования поля смещений поверхности пластины при распространении АЭ импульса возле отверстия диаметром 100 мм, когда источник находился в зоне затенения для одного из преобразователей антенной решетки (ПАЭ № 3).

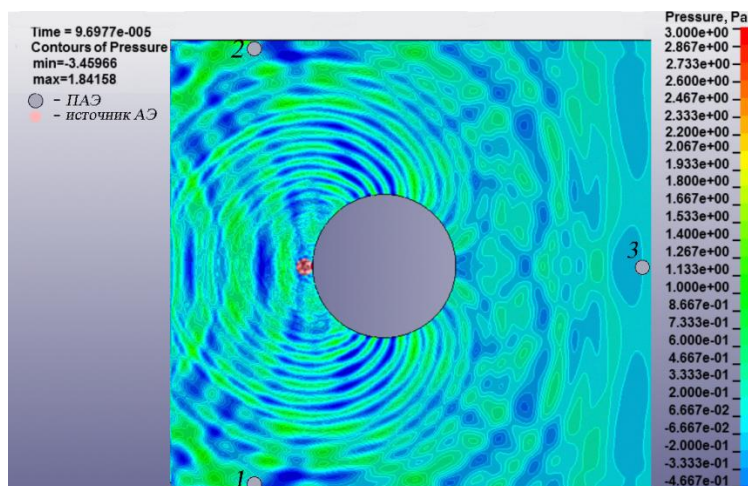


Рис. 2. Картина численного моделирования смещений поверхности пластины с круговым вырезом диаметром 100 мм на 97 мкс распространения АЭ импульса

В этом случае при использовании триангуляционной схемы расстановки ПАЭ по стандартной методике при расчете координат источника АЭ событий возникают значительные погрешности, достигающие 30 % относительно базового размера антенной решетки. Такой результат обусловлен влиянием выреза на время прихода импульса на удаленный преобразователь (ПАЭ № 3). Для снижения влияния выреза на РВП преобразователей антенная решетка должна включать не менее четырех ПАЭ, равноудаленных от его центра. Применение такой схемы расстановки ПАЭ, как следует из рисунка 3, позволило снизить погрешность локации источника АЭ событий до 6% относительно базового размера антенной решетки.

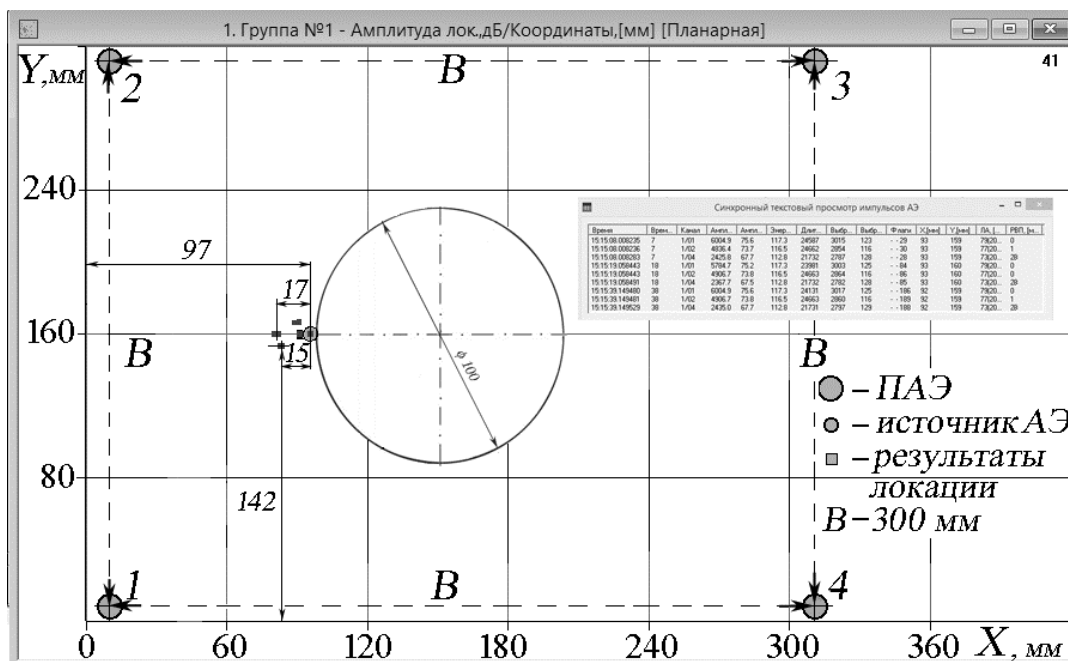


Рис. 3. Результаты координатной локации источника АЭ событий, расположенного вблизи кромки кругового выреза диаметром 100 мм в стальной плите толщиной 40 мм, полученные с применением антенной решетки из четырех ПАЭ

Заключение

Исследования показали, что форма выреза в значительно меньшей степени влияет на РВП импульсов на ПАЭ локационной решетки, чем размер R_j выреза и расстояние ΔL_j – удаление преобразователя от области затенения – кромки выреза. Наличие вырезов оказывает существенное влияние на путь распространения импульса АЭ от источника до приемного преобразователя. При этом, если источник АЭ событий находится в зоне затенения (вблизи кромки выреза) существенно возрастает погрешность его локации при использовании стандартной триангуляционной схемы расстановки ПАЭ. Результаты численного моделирования и экспериментальные исследования свидетельствуют о том, что в этом случае для достижения погрешности меньшей 10 % относительно базового размера локационная решетка должна включать не менее четырех ПАЭ. Применение численного моделирования дает возможность существенно повысить информативность проводимых исследований и снизить объем экспериментальных работ для достижения требуемой точности локации при проведении АЭ контроля изделий в области технологических вырезов и отверстий.

Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00351

Литература

1. Иванов В.И., Барат В.А. Акустико-эмиссионная диагностика /М.: «Спектр». 2017. 368 с.
2. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов, аппаратов, котлов и технологических трубопроводов (ПБ 03-593-03). Нормативные документы межотраслевого применения по вопросам промышленной безопасности и охраны недр. Серия 03. Выпуск 38 / Кол. авт. М.: «НТЦ Промышленная безопасность». 2003. 53 с.
3. Шпонько А.А., Шумова Л.В. Метод расчета координат источников акустической эмиссии в объеме контролируемого объекта // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2008. №2. С. 79-81.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РОСТА ТРЕЩИНЫ
В ДИСКЕ ХОДОВОГО КОЛЕСА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА
THE SIMULATION OF CRACK GROWTH IN ROLLING STOCK
RUNNING WHEEL WEB**

Чунин В.В. – инженер, **Князев Д.А.** – заведующий лабораторией,
Тимаков М.В. – научный сотрудник

Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»)
vnikti@ptl-kolomna.ru

Abstract. The article reviews scientific and technical literature in the field of the survivability of railway wheels. The computer simulation of the flat crack growth at different temperatures is performed with the estimation of the crack propagation rate and survivability parameters. In conclusion, the estimation is provided to refine the calculation model, followed by the recalculation of results obtained.

Key words: wheel, strength estimation, crack growth rate, survivability parameters, kinetic diagram of fatigue failure.

Аннотация. Произведен обзор научно-технической литературы в области живучести железнодорожных колес. Выполнено компьютерное моделирование роста плоской трещины при разных температурах с оценкой скорости распространения трещины и параметров живучести. В заключение дана оценка по уточнению расчетной модели с последующим пересчетом полученных результатов.

Ключевые слова: колесо, оценка прочности, скорость роста трещины, параметры живучести, кинетическая диаграмма усталостного разрушения.

Анализ условий эксплуатации железнодорожных колес, изготовленных, например, по ГОСТ 10791 [1], показывает, что критерии прочности, указанные в нормативных документах, не могут полностью гарантировать их надежность и безопасность эксплуатации. При недостаточной вязкости металла и высокой его чувствительности к концентраторам напряжений из приобретенного дефекта начнет распространяться трещина вплоть до критической ее длины, что опасно из-за возможности хрупкого разрушения колеса вследствие влияния сезонных факторов.

Обзор научно-технической литературы [2–8] не позволил выявить результатов испытаний натуральных колес на живучесть с учетом влияния отрицательных климатических температур, характерных для географической зоны эксплуатации. Имеющиеся в литературных источниках данные по влиянию отрицательных температур касаются только металлов колес по параметрам вязкости разрушения, размаха коэффициентов интенсивности напряжений (КИН) и кинетической диаграммы усталостного разрушения [2] не позволяют однозначно судить о живучести объекта исследований.

В связи с этим представляется интересным проведение виртуальных экспериментов по прорастиванию трещин на компьютерных моделях железнодорожных колес при разных температурах окружающей среды с последующим построением графиков функций, иллюстрирующих зависимость характерного размера трещины (глубины, ширины и т.д.) от количества циклов при соответствующих условиях нагружения.

В настоящее время существует множество постоянно совершенствующихся компьютерных комплексов, позволяющих проводить подобное моделирование. Также существуют альтернативные модели [9], связывающие скорость роста трещины на участке ее стабильного роста с коэффициентами интенсивности механического напряжения. Таким образом, имеется аппарат, позволяющий оценивать интервал времени, в течение которого трещина в конструкции разовьется от минимально обнаруживаемого размера до

критического, при котором конструкция становится не способной выполнять свои функции (потеря несущей способности).

На рис. 1 представлены кинетические диаграммы усталостного разрушения для колесных сталей при разных температурах.

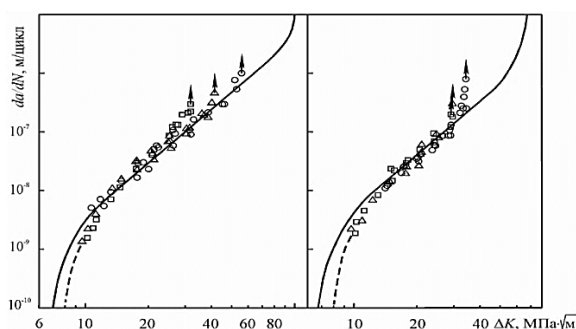


Рис. 1. Кинетическая диаграмма усталостного разрушения колесных сталей [2]:
 — +20 °С, ○ – -20 °С, Δ – -40°С, □ – -60 °С

Получив из модели ΔK и задав функциональную зависимость $dN/dl = f(\Delta K)$, путем численного интегрирования можно вычислить скорость роста трещины на отрезке ее стабильного прироста $[\Delta K_{th}; \Delta K_{fc}]$ от порогового до критического значения коэффициента интенсивности механических напряжений (КИН).

В качестве объекта исследования было выбрано колесо колесной пары, выполненное по ГОСТ 10791, схема ее эксплуатационного нагружения представлена на рис. 2 [10], а схема нагружения исследуемой конечно-элементной модели – на рис. 3.

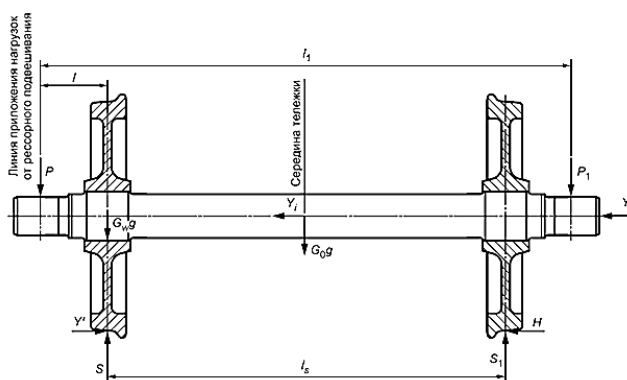


Рис. 2. Схема эксплуатационного нагружения колесной пары

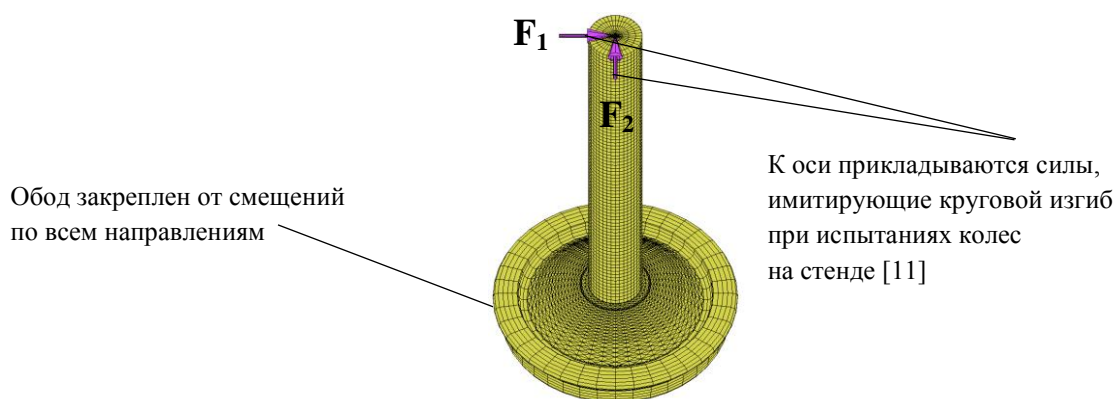


Рис. 3. Схема конечно-элементной модели нагружения, имитирующая круговой изгиб

Силы F_1 и F_2 – гармонические, сдвинутые по фазе на $\pi/2$, они создают в наиболее нагруженной в эксплуатации зоне колеса соответствующие механические напряжения.

Связь между скоростью роста трещины и коэффициентом интенсивности

напряжения описывалась в виде степенной зависимости формулой Периса [9]:

$$\frac{dl}{dN} = C \cdot (\Delta K)^n, \quad (1)$$

где dl/dN – скорость роста трещины; ΔK – размах КИН; C , n – эмпирические коэффициенты.

Исходные данные для расчета представлены в таблице 1.

Табл. 1. Параметры расчетной модели

Температура, °С	Пороговое значение КИН ΔK_{th} , МПа $\sqrt{м}$	Критическое значение КИН ΔK_{fc} , МПа $\sqrt{м}$	Амплитуда напряжений $\Delta\sigma$, МПа	Коэффициент n
+20	7,0	90	150	3,2
-60	8,0	32	150	3,2

Трещина вносилась в модель искусственным образом на поверхности в максимально нагруженной зоне колеса (приступичной области дисковой части) и пошагово увеличивалась, при этом на каждом шаге рассчитывалось ΔK . Получившаяся при этом зависимость скорости распространения трещины от ее длины представлена на рис. 4. Зависимость критической длины трещины при разных температурах на участке стабильного роста показана на рис. 5.

При переходе трещины в сквозную происходит качественное изменение в процессе ее дальнейшего развития, так как вместо одного сплошного эллиптического фронта образуются два, и понятия «длина» и «глубина трещины» в этом случае теряют свой первоначальный смысл. На рис. 6 представлен внешний вид сквозной трещины.

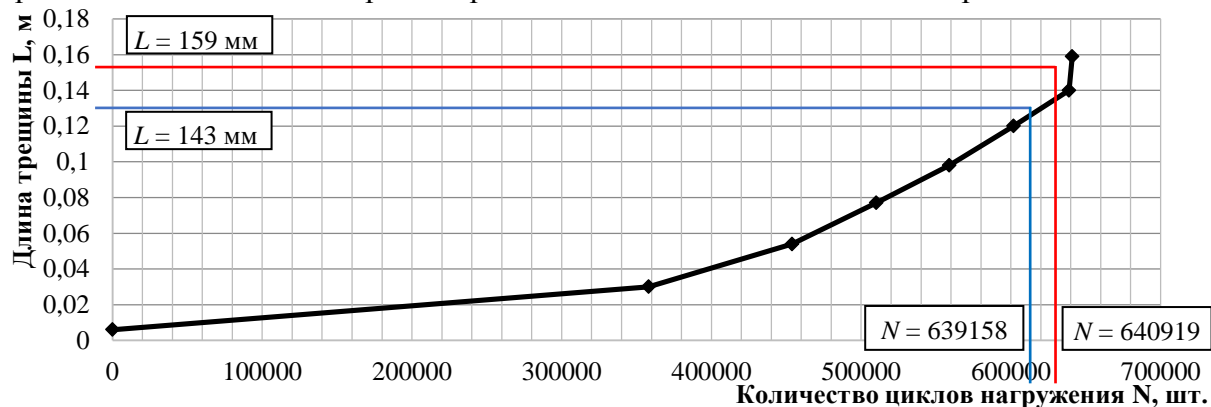


Рис. 4. Зависимость длины трещины от количества циклов нагружений при разных температурах: — при +20 °C; — при -60 °C

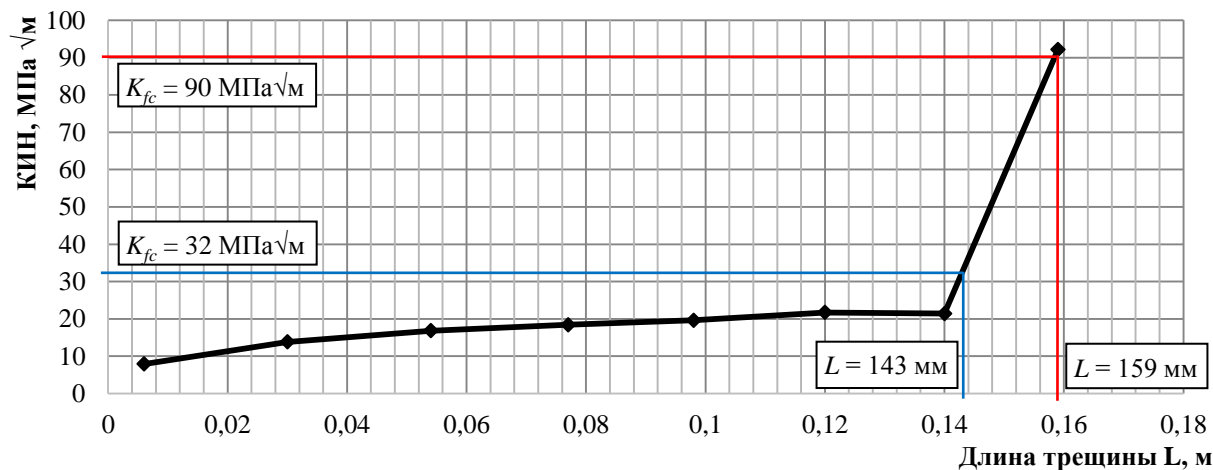


Рис. 5. Зависимость критической длины трещины при разных температурах: — при +20 °C; — при -60 °C

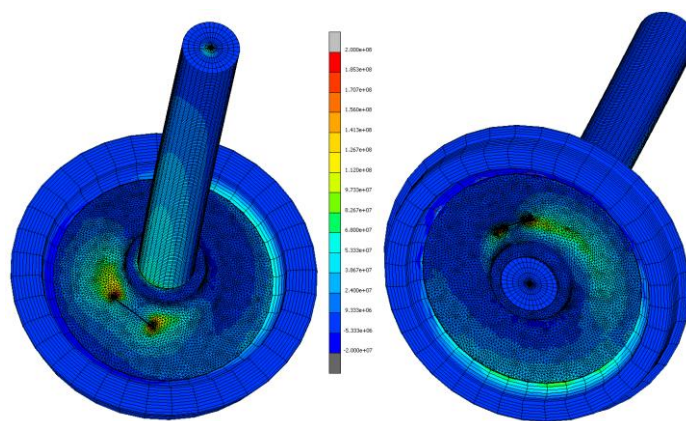


Рис. 6. Внешний вид сквозной трещины

Моделирование показало, что при росте плоской трещины максимальные значения КИН находятся на ее краях, при этом трещина распространяется больше в длину, чем в глубину, превращая начальный полукруглый дефект в часть эллипса.

Пройдя всю толщину диска колеса, трещина становится сквозной, образуя два фронта. При этом значения КИН в ее вершинах превышают циклическую вязкость разрушения материала колеса ΔK_{fc} .

Необходимо проведение экспериментов на натуральных колесах для уточнения параметров в уравнении Периса (1) и корректировки созданной модели.

Литература

1. ГОСТ 10791-2011. Колеса цельнокатаные. Технические условия. – С поправ. от 29.12.2016. – Введ. 01.01.2012. – М., 2011. – 28 с.
2. Структурная механика разрушения и эксплуатационная надежность железнодорожных колес / О.П. Осташ, А.И. Бабаченко, И.М. Андрейко, В.В. Кулык, А.А. Кононенко // *Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии: сб. науч. тр.* – Днепропетровск, 2009. – Вып. 20. – С. 246–253.
3. Шлюшенков А.П. Механика разрушения и расчеты на прочность и долговечность элементов машин и конструкций с трещинами. – Брянск, 1996. – 232 с.
4. Аналитическая оценка характеристик литых колес / Н.В. Кузнецов, В.Н. Белоусов, А.В. Сухов, А.С. Разумов // *Вагоны и вагонное хозяйство.* – 2017. – № 1. – С. 41–43.
5. Литые и катаные колеса: сравнение свойств и возможностей использования / М.Е. Гетманова, А.Н. Никулин, Г.А. Филиппов // *Вагоны и вагонное хозяйство.* – 2017. – № 3. – С. 36–44.
6. Влияние неоднородности структуры и неметаллических включений на вязкость разрушения колесной стали / М.Е. Гетманова, А.С. Гриншпон, А.В. Сухов, Г.А. Филиппов, А.А. Яндимиров // *Сталь.* – 2007. – № 9. – С. 96–100.
7. Innovative steel by Lucchini RS for high-speed wheel application / A. Ghidini, M. Diener, A. Gianni, J. Schneider; Lucchini RS // № 5. – 2012. – 318 p. – (LRS-TECHNO 6).
8. Tool Steel Solutions / A. Ghidini, G. Di Mario, L. Poli, F. Rizzani; Lucchini RS. – № 6. – 2013. – 255 p. – (LRS-TECHNO).
9. Иванова В.С. Усталость и вязкость разрушения металлов / В.С. Иванова, С.Е. Гуревич. – Наука, 1974. – 262 с.
10. ГОСТ 33783-2016. Колесные пары железнодорожного подвижного состава. Методы определения показателей прочности. – Введ. 01.05.2017. – М., 2016. – 58 с.
11. ГОСТ 4835-2013. Колесные пары железнодорожных вагонов. Технические условия. – Введ. 01.07.2014. – М., 2013. – 35 с.

Секция № 3.
ТРИБОЛОГИЯ

ФИНИШНАЯ ОБРАБОТКА ЛИНЗ И ИЗДЕЛИЙ ИЗ КЕРАМИКИ СВОБОДНЫМ АБРАЗИВОМ С ПРИМЕНЕНИЕМ ЭФФЕКТА КАВИТАЦИИ

FINISHING LENSES AND CERAMIC PRODUCTS WITH A FREE ABRASIVE USING THE CAVITATION

Асаев А.С. – к.т.н., и.о. заведующего кафедрой МТД, **Мурог И.А.** – д.т.н., директор,
Иванайский А.В. – д.т.н., профессор

Рязанский институт (филиал) ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»
asaev_a_s@mail.ru

Abstract. A significant reserve for increasing the manufacturing efficiency is represented by parts having a complex surface profile with a precision of seventh and lower in production processes, which require laborious finishing operations. The studied method of finishing parts of machines with a free abrasive can increase labor productivity by creating unique hydrodynamic conditions.

Key words: Finishing, surface quality, efficiency increase, cavitation.

Аннотация. Анализ существующих технологических процессов изготовления деталей машин показал, что при финишной обработке существуют проблемы обеспечения качества и повышения эффективности. Возможным путем решения данной проблемы является использование процессов изготовления деталей машин с применением эффекта кавитации, сведения о котором в технической литературе ограничены. Исследуемый метод финишной обработки деталей машин свободным абразивом способен повысить производительность труда за счет создания уникальных гидродинамических условий.

Ключевые слова: финишная обработка; качество поверхности; повышение эффективности; кавитация.

В соответствии с планом мероприятий «Развитие оптоэлектронных технологий (фотоники)», утвержденным Распоряжением Правительства Российской Федерации от 24 июля 2013 г. № 1305-р (в редакции РП РФ от 23.06.2016 г. № 1299-р), развитие лазерных, оптических и оптоэлектронных технологий является одной из актуальных задач, реализуемых Министерством промышленности и торговли Российской Федерации.

Финишная обработка линз, определяющая качество поверхности оптической детали, является одной из самых трудоемких операций в процессе производства оптических приборов. Поэтому технология финишной обработки линз должна обеспечить минимальную трудоемкость.

Возможным путем снижения трудоёмкости и повышения производительности труда при изготовлении линз является применение метода финишной обработки деталей машин свободным абразивом с применением эффекта кавитации.

Кавитация представляет собой средство локальной концентрации энергии за счет гидродинамических процессов сопровождающих пульсации и схлопывание каверн. Интерес к теории кавитационного воздействия вызван поиском путей использования этих эффектов при создании новых технологий и способов применения возможностей, возникающих в условиях возникновения эффекта присоединенной кавитации, протекающего во всем объеме технологической среды. Исследования С. Соу показывают, что активация динамических параметров гетерогенных сред, основанная на воздействии эффекта кавитации, возможна за счет следующих гидродинамических процессов:

- образования кавитационных полостей, создающих высокоэнергетические течения;
- образования в потоке за движущейся каверной турбулентных зон;
- возникновения интенсивных полей давления (до 1000 атм.) и волн возмущения,

возникающих при пульсации парогазовых каверн;

- кинетического воздействия кумулятивных микроструек, возникающих в заключительной стадии схлопывания каверны [1].

Причинами низкой производительности при применении существующих технологий финишной обработки деталей машин являются:

- рост тепловыделения в зоне обработки с образованием тепловых дефектов;

- отсутствие универсального абразивного инструмента и технологии обработки деталей машин различных геометрических форм.

Сущность предлагаемого метода заключается в обработке линз с применением свободного абразива, получающего энергию резания от кавитирующей технологической среды. Процесс резания происходит за счет хаотичного высокоскоростного перемещения абразивных зерен с последующим их столкновением с поверхностью линзы. Важнейшей особенностью предлагаемого способа финишной обработки линз свободным абразивом является их использование в качестве активатора рабочей среды. Технологическое устройство, кавитирующая гетерогенная среда и вращающаяся деталь образуют синергетическая систему. [2]

Подбор основы технологической среды, состава и марки абразива производится на основе данных, применяемых в промышленности для полирования и тонкой доводки.

Табл. 1. Минимальная шероховатость, достигнутая в процессе финишной обработки с применением эффекта присоединенной кавитации

Абразив / размеры зерен, мкм	Шероховатость обработанной поверхности, мкм
SiC F150/ 106-63	Ra = 0,25
SiC M80/ 80	Ra = 0,17
SiC F1200/ 3-1	Ra = 0,08

Табл. 2. Применяемость абразивных материалов

Размеры абразивных зерен, мкм	Шероховатость обработанной поверхности, мкм
500-315	Ra = 2,5-:-0,63
315-160	Ra = 2,5-:-0,32
160-80	Ra = 0,63-:-0,16
80-40	Ra = 0,4-:-0,16
40-3 и менее	Ra=0,16 мкм и менее

Объектами исследования являются линза лазера CO₂, а также охватываемая часть керамического коленного эндопротеза.



Рис. 1. Фото линзы до и после обработки

Выбор данных деталей для исследования протекания процесса финишной обработки обусловлен сопоставимостью технологических процессов их обработки и потребностью в повышении эффективности обработки деталей, выполненных из керамики.

Фото линзы, подвергаемой финишной обработке с применением эффекта кавитации для восстановления ее работоспособности, представлено на рис. 1. В результате финишной обработки шероховатость поверхности линзы составила Ra 0,16 мкм.

Согласно ИСО 7207-2 параметр шероховатости Ra для деталей суставной поверхности должен быть не более 0,5 мкм при базовой длине 0,08 мм. В соответствии с требованием чертежа шероховатость поверхностей линзы должна составлять менее Ra 0,36 мкм.

Процесс обработки представлен на рисунке 2 и происходит с применением технологической среды, основой которой является дистиллированная вода с добавлением 15% алмазного абразива марки F 1200, расчетная скорость вращения детали – 9400 об/мин.

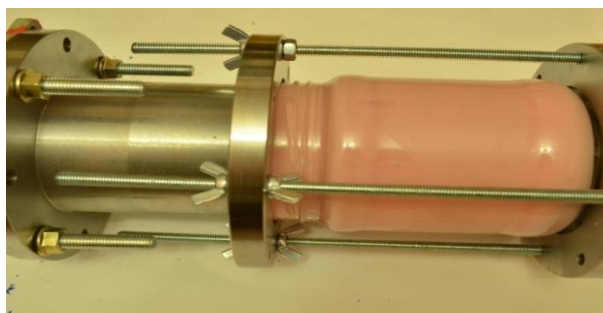


Рис. 2. Фото процесса обработки линзы с применением эффекта кавитации

Для оценки параметра изменения шероховатости при финишной обработке деталей машин с применением эффекта присоединенной кавитации взята деталь коленного эндопротеза (керамика), изображенная на рисунке 3.



Рис. 3. Фото детали после обработки. Материал – керамика

Для проведения эксперимента использовалась технологическая среда: дистиллированная вода с добавлением 7% SiC F1200. Измерение параметров шероховатости произведено с применением прибора LEICA DCM8 SR [3]. Профиль поверхности детали на различных стадиях обработки представлен на рисунке 4.

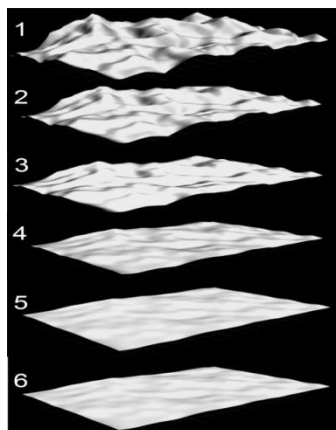


Рис. 4. Профиль поверхности детали

- | | |
|---|--------------------------------------|
| 1 - исходная поверхность Ra 0,69 мкм; | 2 - обработка 4 мин, Ra 0,57 мкм; |
| 3 - обработка 7 мин, Ra 0,5 мкм; | 4 - обработка 11 мин, Ra 0,36 мкм; |
| 5 - обработка 16 мин, Ra 0,26 мкм; | 6 - обработка 21 мин, Ra 0,25 мкм. |

В результате финишной обработки получена годная к эксплуатации деталь эндопротеза, шероховатость поверхности, которой составила Ra 0,25 мкм. В связи, с чем можно судить об эффективности предложенного метода финишной обработки деталей машин для интенсификации физико-химических процессов, что позволяет эффективно использовать возможности современных абразивных материалов и гетерогенных технологических сред.

По отношению к существующим методам обработки свободным абразивом предложенный обладает следующими преимуществами:

- благодаря использованию эффекта кавитации, существенно интенсифицирован процесс обработки деталей машин свободным абразивом, время финишной обработки коленного эндопротеза снижено с 2 часов до 21 минуты;

- применение возникающего во всем объеме используемой технологической среды эффекта кавитации обеспечивает равномерную абразивную обработку поверхности деталей;

- применение разрабатываемого метода финишной обработки деталей машин не требует использования технически сложного, дорогостоящего оборудования.

Литература

1. Нигматулин Р. И. Основы механики гетерогенных сред. // Москва, Наука, 1978, 336.
2. Асаев А.С., Иванайский А.В., Асаева Т.А. Финишная обработка деталей машин свободным абразивом с применением эффекта присоединенной кавитации // Коломна.: Издательство Коломенского института (филиала) Московского политехнического университета, 2016. 131 с.
3. Асаев А.С. Разработка метода финишной обработки деталей машин свободным абразивом с применением эффекта присоединенной кавитации // Дис. канд. техн. наук. Москва.: 2016. 147 с.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF ROLLING FRICTION COEFFICIENT

Глазков^{1,2} Т.В. – математик, Нехаева¹ Е.С. – ведущий электроник,
Привалов¹ Е.А. – ведущий инженер, Филатов¹ В.В. – ведущий инженер

¹Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН

²МГТУ им. Н.Э. Баумана

t.glazkov@bk.ru

Abstract. The dependence of the accumulated rotation angle of the drum rotating by inertia on the time in the case of contact of the drum with the rubber wheel rolling on its side surface is determined experimentally. As a result of the analysis of the data obtained, the value of the rolling friction coefficient is determined.

Key words: dry friction, rolling friction coefficient

Аннотация. Экспериментально определяется зависимость накопленного угла поворота вращающегося по инерции барабана от времени при контакте барабана с катящимся по его боковой поверхности резиновым колесом. В результате анализа полученных данных определяется значение коэффициента трения качения.

Ключевые слова: сухое трение, коэффициент трения качения

Проведен эксперимент для определения коэффициента трения качения колеса по боковой поверхности вращающегося цилиндрического металлического барабана. Центр области контакта колеса с барабаном находится в верхней точке боковой поверхности барабана (рис. 1). Барабан закреплен на оси ротора асинхронного электродвигателя и приводится во вращение при подаче питания на электродвигатель. На одном из оснований барабана на равном расстоянии друг от друга установлены выступающие над его боковой поверхностью пластины, являющиеся частью датчика угла поворота, в который входят также излучатель света и фотоприемник.



Рис.1. Экспериментальная установка (слева) и датчик угла поворота барабана (справа)

При вращении барабана луч от излучателя периодически попадает на пластины и отражается от них на фотоприемник, на котором вырабатываются прямоугольные импульсы напряжения. Передним фронтом каждого импульса программируемая микропроцессорная система запускает программу, которая определяет момент времени поступления импульса и количество импульсов, поступивших с фотоприемника с начала эксперимента. Эти данные записываются в память компьютера в виде массива из двух столбцов.

Обработка полученных массивов данных ведется в среде MATLAB. По полученному массиву строится массив данных о времени t (в секундах) и накопленном с начала эксперимента угле φ^* (в радианах) поворота вращающегося по инерции барабана. Зависимость $\varphi^*(t)$, полученная экспериментальным путем, аппроксимируется с использованием метода наименьших квадратов (МНК) полиномом второго порядка $\varphi(t) = at^2 + bt + c$ с неопределенными коэффициентами. Такой выбор аппроксимирующей функции определяется видом кривой $\varphi^*(t)$. Задача нахождения полинома $\varphi(t)$ решается с использованием функции *polyfit* в среде MATLAB. Результатом выполнения этой функции являются коэффициенты полинома $\varphi(t)$, аппроксимирующего результаты эксперимента.

В ходе эксперимента на асинхронный электродвигатель подается питание, в результате чего ротор двигателя и скрепленный с ним барабан разгоняются до некоторой угловой скорости. После этого питание электродвигателя отключается и одновременно начинается считывание данных о вращении барабана по инерции, поступающих с оптического датчика, т.е. регистрируется процесс выбега сборки барабан – ротор двигателя.

Эксперимент проводится в два этапа. На первом этапе регистрируется процесс выбега сборки барабан – ротор без контакта барабана с колесом. Полученные в ходе эксперимента данные обрабатываются по описанной выше методике. На рис. 2 представлены результаты обработки данных.

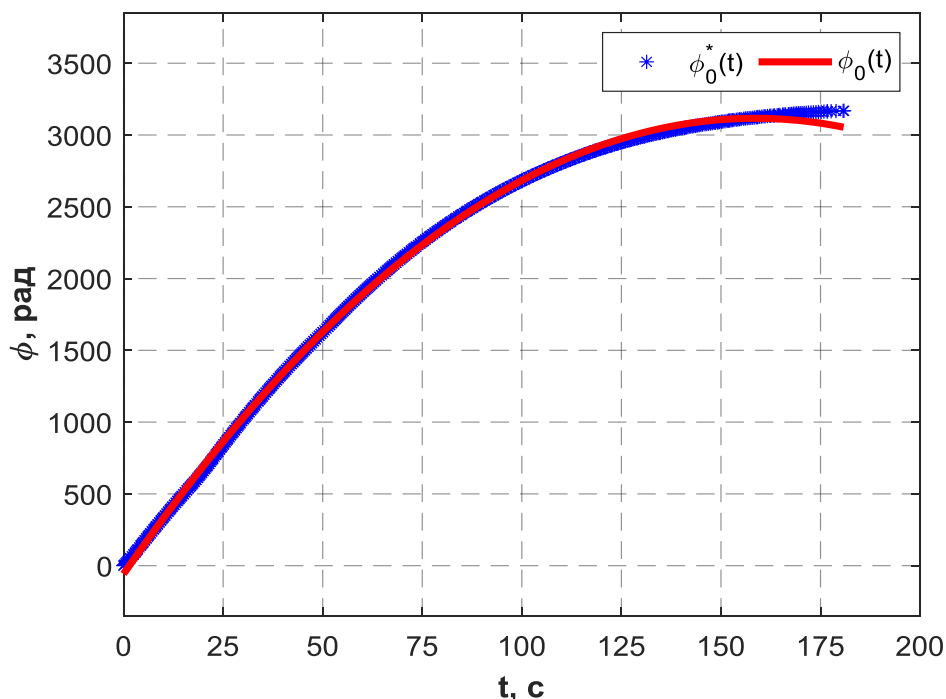


Рис.2. Результаты выбега сборки барабан – ротор электродвигателя при отсутствии контакта между колесом и барабаном

На графике по оси абсцисс отложено время (t) в секундах, а по оси ординат отложен накопленный угол (φ) поворота барабана в радианах. Сравнение кривой $\varphi_0^*(t)$, построенной по результатам эксперимента, и аппроксимирующей кривой $\varphi_0(t)$ показывает, что отклонения этих кривых одна от другой малы. Аппроксимирующая экспериментальные данные функция $\varphi_0(t)$ имеет вид

$$\varphi_0(t) = -0.1262t^2 + 40.02t - 57.658.$$

По функции $\varphi_0(t)$ определяются зависимости угловой скорости и углового ускорения выбега сборки барабан-ротор от времени. Эти зависимости, соответственно, определяются следующим образом: $\dot{\varphi}_0(t) = -0.2524t + 40.02$ и $\ddot{\varphi}_0(t) = -0.2524$.

Уравнение выбега сборки барабан-ротор без контакта барабана с колесом имеет вид

$$J \frac{d^2\varphi_0}{dt^2} = m, \quad (1)$$

где J – сумма осевых моментов инерции барабана и ротора электродвигателя, m – момент сил, определяемый сопротивлением вращению ротора электродвигателя.

На втором этапе эксперимента регистрируется выбег сборки барабан-ротор при контакте вращающегося под действием силы трения колеса с боковой поверхностью барабана. Полученный массив экспериментальных данных подвергается такой же обработке. На рис. 3 представлены кривая $\varphi_k^*(t)$, полученная в результате эксперимента, и аппроксимирующая кривая $\varphi_k(t)$ зависимости угла поворота сборки барабан-ротор от времени, построенные при контакте колеса с барабаном.

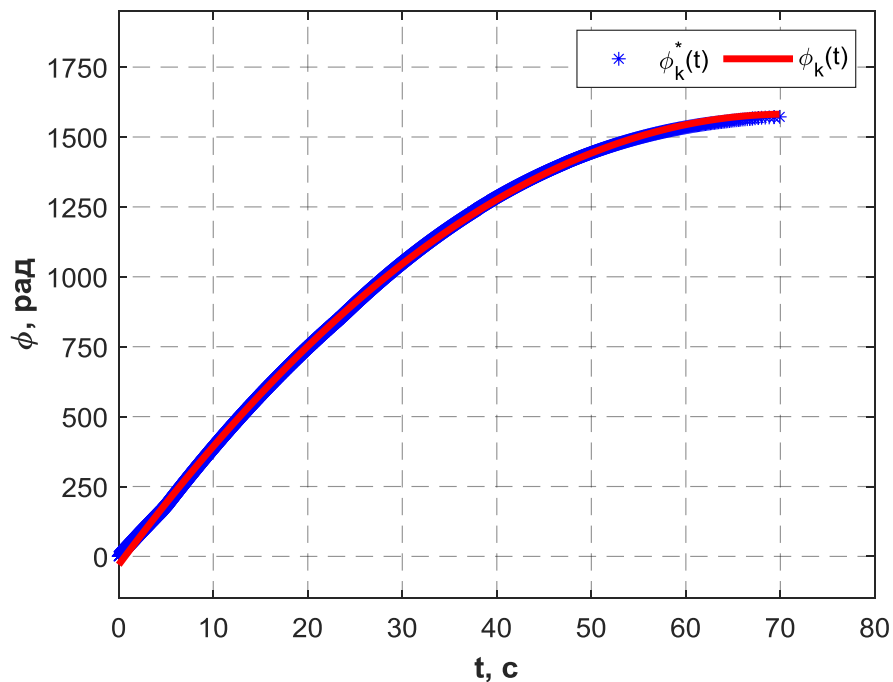


Рис.3. Результаты выбега сборки барабан – ротор электродвигателя при наличии контакта между колесом и барабаном

Зависимость угла поворота барабана от времени, полученная с использованием функции *polyfit*, в этом случае имеет вид

$$\varphi_k(t) = -0.3211t^2 + 45.497t - 29.826,$$

а величина углового ускорения определяется следующим образом: $\ddot{\varphi}_k(t) = -0.6422$.

Полагаем, что качение колеса по боковой поверхности барабана – безотрывное. Трением в оси колеса при его качении пренебрегаем. При контакте барабана с катящимся по его образующей колесом угловое ускорение вращающейся по инерции сборки барабан-ротор описывается уравнением

$$(J + aj) \frac{d^2\varphi_k}{dt^2} = m + M_k, \quad (2)$$

где j – момент инерции колеса, $a = \frac{R}{r}$ – отношение радиуса R барабана и радиуса r колеса, M_k – момент силы трения качения колеса по боковой поверхности барабана.

Вычитая (1) из (2), получим формулу для момента силы трения качения колеса по боковой поверхности барабана

$$M_k = (J + aj) \frac{d^2\varphi_k}{dt^2} - J \frac{d^2\varphi_0}{dt^2}.$$

При подстановке значений параметров экспериментальной установки в формулу $K = \frac{M_k}{N}$ (N – величина силы, прижимающей колесо к боковой поверхности барабана) для коэффициента K (сухого) трения качения получим значение 0.8 см.

Работа выполнена по теме государственного задания (№ госрегистрации АААА-А20-120011690138-6) и частично поддержана грантом РФФИ №20-07-00279

Литература

1. Журавлев В.Ф. О модели сухого трения в задаче качения твердых тел // ПММ. 1998. Т. 62. Вып. 5. С. 762-767.
2. Андронов В.В., Журавлев В.Ф. Сухое трение в задачах механики. М.: Ижевск: Ижевский институт компьютерных исследований. НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2010. 184 с.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ФРИКЦИОННОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
ПОЛИМЕРОВ МЕТОДОМ ЭЛЕКТРОННОГО ПАРАМАГНИТНОГО
РЕЗОНАНСА**

***STUDY OF FRICTIONAL INTERACTION OF POLYMERS BY ELECTRON
PARAMAGNETIC RESONANCE***

Имоназаров С.А. – студент, **Копылов С.В.** – к.т.н., доцент
Московский политехнический университет, Москва, Россия.
KopSV@mail.ru

Abstract. The frictional interaction of polymer-polymer pairs was investigated. Friction interaction was carried out in the resonator of an electron paramagnetic resonance spectrometer (RE-1306). It is shown that in the process of frictional interaction, the signal of electron paramagnetic resonance from free radicals is absent.

Key words: block polymers, frictional interaction, electron paramagnetic resonance.

Аннотация. Исследовалось фрикционное взаимодействие пар полимер-полимер. Фрикционное взаимодействие осуществлялось в резонаторе спектрометра электронного парамагнитного резонанса (РЭ-1306). Показано, что в процессе фрикционного взаимодействия сигнал электронного парамагнитного резонанса от свободных радикалов отсутствует.

Ключевые слова: блочные полимеры, фрикционное взаимодействие, электронный парамагнитный резонанс.

Введение

Существенной стороной фрикционного взаимодействия полимеров являются процессы, протекающие в полимерном материале на молекулярном уровне. Ниже нами рассматривается фрикционный контакт полиэтиленовых образцов с использованием метода электронного парамагнитного резонанса, с целью обнаружения свободных радикалов.

Исследуемые материалы и методы формирования

В качестве объекта исследования были выбраны:

Полиэтилен [— CH₂ —]_n, низкого давления марки (ГОСТ 16338-85). Материал представляет собой дисперсную систему (порошок) с фракционным составом до 300 мкм.

Пентапласт (пентон, поли-3,3-бис(хлорметил)оксациклобутан) – бесцветный термопластичный линейный полимер, простой полиэфир поли-3,3-бис-(хлорметил)оксетана с химической формулой [— OCH₂C(CH₂Cl)₂CH₂—]_n.

Плитетрофторэтилен [— C₂F₄ —]_n, фторопласт-4 (тефлон) стержень (ГОСТ 10007-80).

Полиметилметакрилат [— CH₂C(CH₃)(COOCH₃) —]_n, оргстекло. (ГОСТ 10667-90).

Образцы полиэтилена и пентапласта для испытаний получали методом горячего прессования в прессформе.

Точность поддержания температуры ±1 К. Давление 10³-10⁶ Па. Окончание воздействия давления формирования и извлечения образца соответствовало температуре ±313 К.

Образцы из фторопласта и оргстекла требуемой конфигурации изготавливались из блочных образцов на токарном станке.

Спектроскопия электронного парамагнитного резонанса

Метод электронного парамагнитного резонанса [1, 2] позволяет исследовать процессы образования и гибели свободных радикалов, а также при использовании «спиновой зонда» [3] судить о подвижности молекул в веществе. Исследования проводились на спектрометре РЭ 1306. Чувствительность $3 \cdot 10^{+10}$ (спин/э), при разрешающей способности не хуже $2 \cdot 10^{-5}$.

Изучение подвижности иминоксильного радикала, вводимого из газовой фазы при температуре 333 К, позволяет судить о подвижности сегментов макромолекул полимерной матрицы. Расчёт спектра иминоксильного радикала рис. 4. производится по формуле [4]:

$$\tau_c = K_{m1m2} \Delta H_{m2} [(I_{m2} / I_{m1})^{1/2} - 1].$$
 Здесь: τ_c – время корреляции, I_{mi} – интенсивность

компоненты СТС, ΔH_{mi} – расстояние между максимальными значениями компоненты

$$\text{СТС, } K_{-1,+1} = 6,65 \cdot 10^{-10} \text{ [с/гс]}, K_{0,-1} = 6,73 \cdot 10^{-10} \text{ [с/гс]}.$$

Одним из наиболее распространённых механизмов протекания химических реакций является свободно радикальный механизм. Метод ЭПР позволяет фиксировать образование и в ряде случаев идентифицировать тип образующихся радикалов [5, 6]. Не смотря на ряд трудностей в настоящее время это один из самых эффективных методов в этой области.

Установка. Спектрометр РЭ-1306

Исследования проводились на спектрометре РЭ 1306. Чувствительность $3 \cdot 10^{+10}$ (спин/э), при разрешающей способности не хуже $2 \cdot 10^{-5}$.

Спектрометр электронного парамагнитного резонанса представляет собой электромагнит создающий постоянное магнитное поле H . В магнитном поле располагается резонатор с исследуемым образцом. Генератор создаёт сверхвысокочастотное (СВЧ) излучение, которое подаётся в резонатор. После взаимодействия с образцом, модулированное СВЧ излучение поступает в приёмник. Визуально отображение сигнала происходит на дисплее. Предусмотрена также запись на бумажную ленту (Рис. 1, 2).

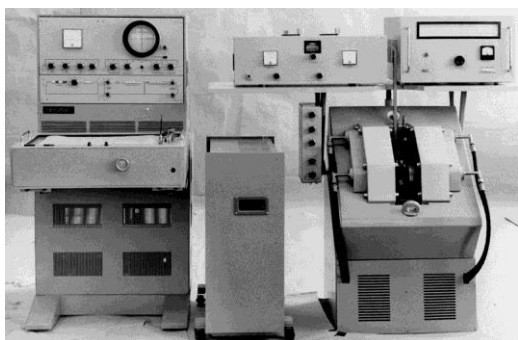


Рис.1. РЭ-1306

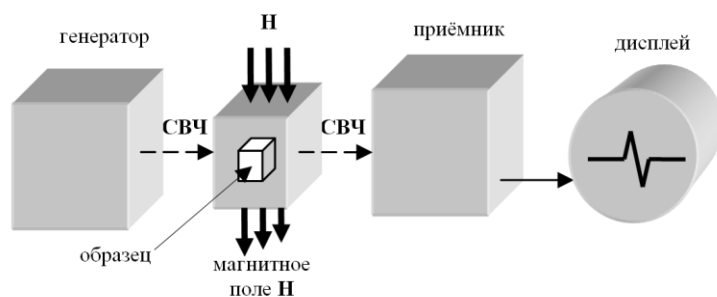


Рис. 2. Функциональная схема РЭ-1306

Узел трения в резонаторе спектрометра РЭ-1306

Стандартные машины трения не предназначены для исследования процесса трения с использованием спектроскопических устройств. С целью более глубокого изучения процессов, протекающих в зоне фрикционного контакта, была предложена схема, предназначенная для изучения процесса фрикционного взаимодействия между полимерными образцами в резонаторе спектрометра электронного парамагнитного резонанса.

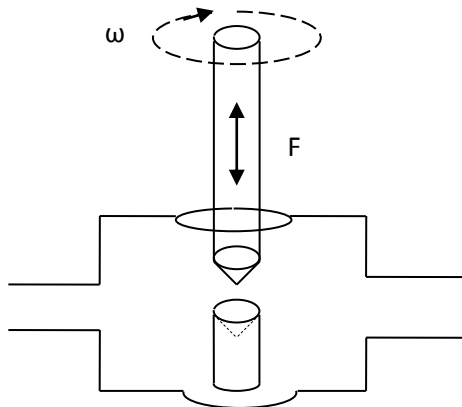


Рис. 3. Узел трения в резонаторе ЭПР

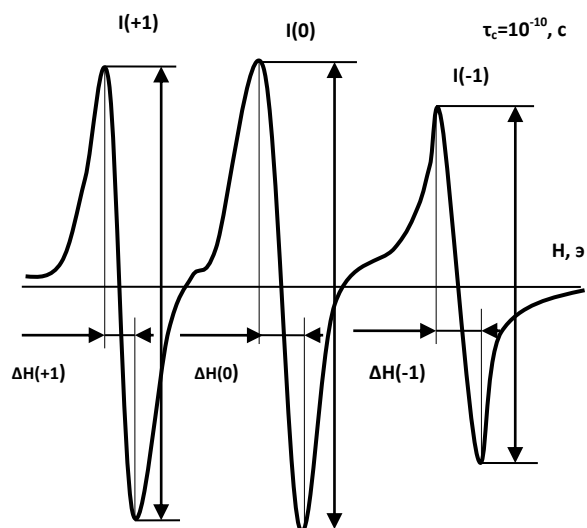


Рис. 4. Иминоксильный радикал (спектр)

Методом электронного парамагнитного резонанса исследовались полимерные образцы. Одни образцы имели диаметр 5 мм и конусовидное углубление в центре. Вторые образцы (контртела) имели диаметр 5 мм и конусовидное заострение в центре (Рис. 3). Высота всех образцов составляла 150 мм.

Исследовались все варианты пар образцов из различных и тождественных полимеров. Образец с конусовидным углублением располагался в резонатор спектрометра снизу и закреплялся в этом положении. Подвижный образец (контртело) с конусовидным заострением располагался сверху. При этом конусовидное заострение упиралось в конусовидное углубление так, что образцы приобретали соосную конфигурацию.

Скорость углового вращения менялась от 1 до 15 [об/с], при нормальной силе, изменявшейся в пределах 1 - 50 [Н].

Результаты экспериментальных исследований

Основной задачей измерений шестнадцати различных полимерных пар из четырёх материалов (ПЭНД, ПТФЭ, ПММА, ПП) являлась попытка обнаружения короткоживущих (в основном) свободных радикалов. Шестнадцать пар контр тел образованы из всевозможных наборов четырёх полимеров. Пары с обратной последовательностью материалов считались различными. Ни в одной из пар эти радикалы обнаружены небыли.

Отрицательный результат по короткоживущим свободным радикалам может свидетельствовать об их слишком малой динамической концентрации.

Обсуждение

Исследование протекания динамики реакций непосредственно в резонаторе электронного парамагнитного резонанса известно. К этому направлению относится «техника проточной струи» [7], когда в резонаторе смешивают два протекающих и вступающих в реакцию агента. При этом поддерживается достаточно высокая концентрация короткоживущих реакционных центров. К этому же направлению следует отнести облучение полимеров в резонаторе различного рода излучениями, что опять же приводит к созданию достаточного количества парамагнитных центров, в данном случае радикалов, и обеспечивает их регистрацию и идентификацию [1].

При введении в резонатор контртел, объём которых не мал по сравнению с объёмом резонатора, существовала вероятность нарушения условий резонанса. Для проверки соблюдения условий резонанса в область конического зацепления поверхностей контртел была вложена полиэтиленовая плёнка диаметром пять миллиметров и толщиной 50 микрон. В центре плёнки формировалось отверстие диаметром один миллиметр с

целью её фиксации по центру фрикционного зацепления. Что соответствовало, рис. 3, конфигурации фрикционного контакта контртел. Предварительно в плёнку из газовой фазы был имплантирован стабильный иминоксильный радикал (рис. 4). Наличие в спектре электронного парамагнитного резонанса характерного триплета, аналогичного сигналу, полученному от плёнки без наличия в резонаторе контртел, свидетельствует об отсутствии явного нарушения условий резонанса при измерениях спектров фрикционного взаимодействия.

Следующий этап исследования собственно фрикционного взаимодействия заключался в следующем. Контртела приводились во вращение при наличии плёнки со стабильным иминоксильным радикалом между ними. В качестве контртел выступали пары: ПЭНД – ПЭНД и ПЭНД – ПТФЭ. До момента разрушения плёнки существенных изменений спектра не наблюдалось. Аналогичный результат получался и при использовании полиэтиленовой плёнки предварительно облучённой гама излучением. Это позволяло создать пространственную сетку из макромолекул и как следствие повысить прочность плёнки.

Чтобы отстроиться от эффекта разрушения плёнки был выбран способ имплантации иминоксильного радикала непосредственно в поверхностный слой контртела из ПЭНД. В качестве контртел выступали ПЭНД и ПТФЭ. В процессе фрикционного взаимодействия от 10 до 20% уменьшалась интенсивность сигнала, при одновременном незначительном уширении спектра электронного парамагнитного резонанса. Поскольку температура в контакте с ПТФЭ была ниже, чем в контакте с ПЭНД то эффект уширения следует отнести к росту конформационной подвижности связанному с механическим удлинением в образце ПЭНД.

Ни в одной из пар трения радикалы обнаружены небыли. Это позволяет рассматривать результаты измерения спектра иминоксильного радикала как самодостаточные. Вместе с тем отрицательный результат по короткоживущим свободным радикалам может свидетельствовать об их слишком малой динамической концентрации относительно чувствительности спектрометра РЭ-1306.

Литература

1. Квантовая физика: магнитный резонанс и его приложения. / под ред. В.И. Чижика. – СПб.: Изд-во С-Петербур. ун-та, 2009. 699с.
2. Гуденко С.В. Введение в физику магнитного резонанса. – М.: МФТИ, 2013. – 36 с.
3. Розанцев Э.Г. Свободные иминоксильные радикалы. М.: Изд-во «Химия», 1970. 216с.
4. Кузнецов А.Н. Метод спинового зонда. М.: Наука, 1976. 210 с.
5. Интерпретация сложных спектров ЭПР. Жидомиров Г.М. и др. М.: Наука, 1975. 216 с.
6. Лебедев Я.С., Муровцев В.Н. ЭПР и релаксация стабилизированных радикалов. М.: «Химия», 1972. 256 с.
7. Методы исследования структуры и свойств полимеров. Учебное пособие. И.Ю. Аверко-антонович, Р.Т. Бикмулин. КГТУ. Казань, 2002. 604с.

**ВЛИЯНИЕ ПОВЕРХНОСТНОГО СЛОЯ НА НАКОПЛЕНИЕ
КОНТАКТНО-УСТАЛОСТНЫХ ПОВРЕЖДЕНИЙ
В УСЛОВИЯХ ТРЕНИЯ КАЧЕНИЯ¹**

*EFFECT OF VISCOELASTIC LAYER ON CONTACT FATIGUE DAMAGE
ACCUMULATION IN ROLLING FRICTION*

Мещерякова^{1,2} А.Р. – аспирантка, м.н.с.,

¹Московский физико-технический институт (ГУ)

²Федеральное бюджетное учреждение науки Институт проблем механики
им. А.Ю. Ишлинского РАН
mif-almira@yandex.ru

Abstract. The cyclic rolling of an elastic sphere along a viscoelastic layer bonded to an elastic half-space is considered. For known distributions of contact stresses, the stress state of the base under a rolling indenter is calculated. Within the framework of the linear damage summation model, the damage function is calculated at various points in time.

Key words: modelling, Kelvin model, contact interaction, rolling friction, viscoelastic layer, contact and internal stresses.

Аннотация. Рассматривается циклическое качение упругой сферы по вязкоупругому слою, сцепленному с упругим полупространством. Для известных распределений контактных напряжений проводится расчёт напряженного состояния основания под катящимся индентором. В рамках модели линейного суммирования повреждений рассчитывается функция поврежденности в различные моменты времени.

Ключевые слова: моделирование, модель Кельвина, контактное взаимодействие, трение качения, вязкоупругий слой, контактные и внутренние напряжения.

Введение

При циклических нагрузках в активном слое материала возникает неоднородное циклическое поле внутренних напряжений. В результате в слое накапливаются повреждения материала [1]. В [2] были изложены результаты анализа скорости накопления контактно-усталостных повреждений поверхности катания в системе “колесо-рельс”. Расчёт процесса накопления контактно-усталостных повреждений для эластомеров был проведён в [3]. Контактные напряжения в условиях качения при наличии вязкоупругого слоя были рассчитаны в [4].

Постановка задачи

Рассматривается качение сферы с постоянной скоростью V по упругому полупространству, сцепленному с вязкоупругим слоем. К сфере приложена постоянная нормальная сила P . Схема контакта показана на *Рис. 1*.

¹ РАБОТА ПОДДЕРЖАНА РФФИ В РАМКАХ НАУЧНОГО ПРОЕКТА № 19-31-90015

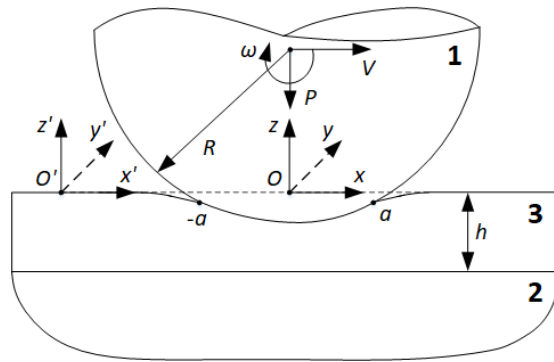


Рис. 1. Схема качения сферы (1) по упругому полупространству (2), сцепленному с вязкоупругим слоем (3)

Задача рассматривается в подвижной системе координат (O, x, y, z) , которая связана с неподвижной (O', x', y', z') следующим образом:

$$x' = x + Vt, \quad y' = y, \quad z' = z \quad (1)$$

Податливость вязкоупругого слоя в нормальном направлении описывается моделью Винклера, а в касательном направлении моделируется телом Кельвина. В подвижной системе координат, связь между перемещениями и напряжениями вязкоупругого слоя представлена в следующем виде:

$$v(x, y) = h \left[\frac{p(x, y)}{E_3^p} \right]^k, \quad (2)$$

$$u(x, y) - T_\varepsilon V \frac{\partial u(x, y)}{\partial x} = \frac{h}{E_3^\tau} \left(\tau(x, y) - T_\sigma V \frac{\partial \tau(x, y)}{\partial x} \right)$$

где $v(x, y)$, $u(x, y)$ – нормальное и касательное перемещения, $p(x, y)$, $\tau(x, y)$ – нормальное и касательное напряжения, h – толщина слоя, E_3^p , E_3^τ – модуль упругости слоя в нормальном и касательном направлениях, m – параметр модели ($0.1 \leq m \leq 1$).

При качении область контакта сферы и основания состоит из зон сцепления и проскальзывания, границы которых неизвестны заранее. В зоне проскальзывания Ω_s для нормального и касательного напряжений выполняется закон Кулона:

$$|\tau(x, y)| = \mu p(x, y), \quad (x, y) \in \Omega_s \quad (3)$$

В зоне сцепления Ω_A касательные скорости контактирующих точек сферы и слоя равны [1]:

$$\frac{\partial u(x, y)}{\partial x} = \Delta = \frac{\omega R - V}{V}, \quad (x, y) \in \Omega_A \quad (4)$$

где Δ – величина относительного проскальзывания.

Расчёт накопления поврежденности

Поврежденность материала в точке (x, y, z) характеризуется функцией $Q(x, y, z, t)$, которая зависит от амплитудных значений напряжений в данной точке. Материал разрушается, когда значение функции становится равным пороговому значению. В случае нормированной функции, пороговое значение равно 1.

В случае колеса и рельса выбирается модель накопления поврежденности,

связанная с максимальным касательным напряжением и числом циклов. В соответствии с моделью линейного суммирования повреждений [1] для расчёта скорости накопления усталостных повреждений используется следующая формула:

$$q(x, y, z, t) = \frac{\partial Q(x, y, z, t)}{\partial t} = c \left(\frac{\tau_{\max}(x, y, z, t)}{E} \right)^m \quad (5)$$

где E – модуль упругости материала полупространства, $\tau_{\max}(x, y, z)$ – максимальное касательное напряжение в точке (x, y, z) , c и m некоторые постоянные, которые определяются из экспериментальных данных. Из соотношения (5) поврежденность в произвольной точке полупространства, которая накопилась за N циклов, рассчитывается следующим образом:

$$Q(x, y, z, N) = \int_0^N q(x, y, z, n) dn + Q_0(x, y, z) \quad (6)$$

где N – количество циклов, $Q_0(x, y, z)$ – распределение начальной поврежденности в материале. В данной задаче начальная поврежденность принимается равной 0.

Максимальное касательное напряжение определяется из следующего соотношения :

$$\tau_{\max}(x, y, z) = \frac{1}{2}(\sigma_1(x, y, z) - \sigma_3(x, y, z)) \quad (7)$$

где σ_1 и σ_3 – наибольшее и наименьшее главные напряжения в точке (x, y, z) . Главные напряжения $\{\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3\}$ являются решениями следующего уравнения:

$$\begin{vmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{xy} & \sigma_y - \sigma & \tau_{zy} \\ \tau_{xz} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{vmatrix} = 0, \quad (8)$$

при условии, что в каждой точке для них выполняется условие: $\sigma_3 < \sigma_2 < \sigma_1$.

Для нахождения компонентов тензора напряжений в любой точке полупространства проводится суммирование по всем нагруженным элементам поверхности. Далее приводится выражение для расчёта одного из компонентов тензора напряжений в точке (x, y, z) (остальные компоненты рассчитываются аналогичным образом):

$$\sigma_x(x, y, z) = \sum_{i=1}^M \left(p(x_i, y_i) \iint_{\Omega_i} \sigma_x^p(\xi, \eta, x, y, z) d\xi d\eta - \tau(x_i, y_i) \iint_{\Omega_i} \sigma_x^r(\xi, \eta, x, y, z) d\xi d\eta \right) \quad (9)$$

где для расчёта σ_x^p , σ_x^r используется решение задачи Буссинеска [5], $p(x, y)$ и $\tau(x, y)$ – нормальное и касательное контактные напряжения, которые были ранее получены в [4].

Анализ результатов расчёта

Для найденных в [4] распределений касательного и нормального напряжений в области контакта выполняется численный расчёт внутренних напряжений в упругом полупространстве под областью контакта. На *Рис. 2* показано распределение максимального касательного напряжения в полупространстве под индентором с учётом присутствия вязкоупругого слоя для разных величин относительного проскальзывания, где a – радиус области контакта.

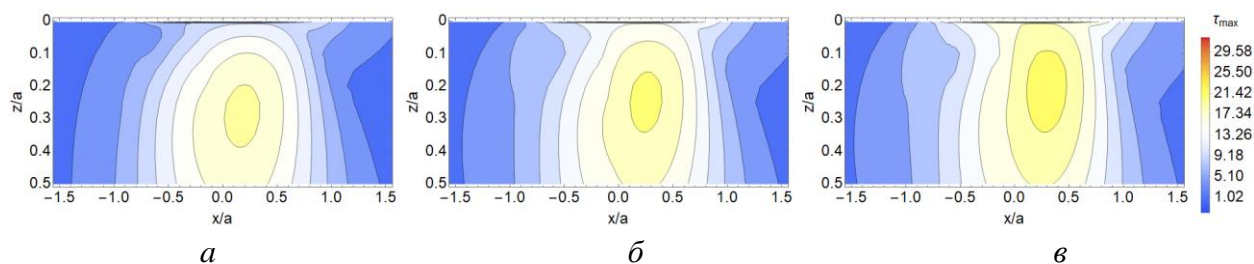


Рис. 2. Распределение максимальных касательных напряжений под сферой (сечение плоскостью $y = 0$): $\alpha_T = 40$, $\Delta = 0,0025$ (а), $\Delta = 0,0045$ (б), $\Delta = 0,0065$ (в)

На Рис. 3 приведено распределение максимального касательного напряжения в полупространстве для разных коэффициентов трения скольжения.

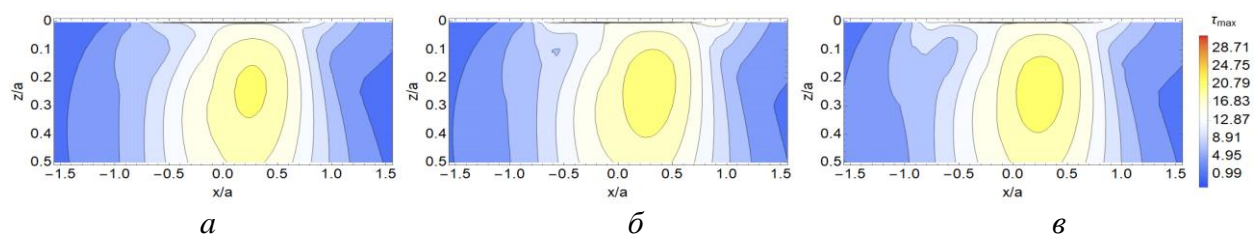


Рис. 3. Распределение максимальных касательных напряжений под сферой (сечение плоскостью $y = 0$): $\alpha_T = 40$, $\Delta = 0,0045$, $\mu = 0,3$ (а), $\mu = 0,5$ (б), $\mu = 0,7$ (в)

Результаты показывают, что при увеличении коэффициента трения и относительного проскальзывания область, где максимальные касательные напряжения достигают наибольшего значения, приближается к поверхности упругого полупространства.

Выводы

Для заданного распределения нормального и касательного контактных напряжений было рассчитано напряжённое состояние в упругом полупространстве под слоем. Было определено местонахождение областей концентрации наибольших значений максимального касательного напряжения. Был проведён расчёт функции контактно-усталостных повреждений в слое полупространства в условиях трения качения при наличии возобновляемого вязкоупругого слоя для выбранного критерия накопления повреждений и заданного количества циклов.

РАБОТА ПОДДЕРЖАНА РФФИ В РАМКАХ НАУЧНОГО ПРОЕКТА № 19-31-90015

Литература

1. И.Г. Горячева Механика фрикционного взаимодействия. М.: Наука, 2001. 478 с.
2. С.М. Захаров Контактно-усталостные повреждения колес грузовых вагонов. М.: Интекст, 2004, 160 с.
3. И.Г. Горячева, Ф.И. Степанов, Е.В. Торская. Моделирование усталостного изнашивания эластомеров. Физическая мезомеханика. 2018. Т. 21, № 6. С. 66–74.
4. I.G. Goryacheva, A.R. Miftakhova. Modelling of the viscoelastic layer effect in rolling contact. Wear. 2019. V. 430. P. 256–262.
5. K.L. Johnson. Contact Mechanics. Cambridge: Cambridge University Press. 1985.
6. Н.И. Безухов. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. М.: Высшая школа. 1961. 537 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ЭРОЗИОННО-КОРРОЗИОННОГО ИЗНАШИВАНИЯ ПОКРЫТИЯ НА ОСНОВЕ НИКЕЛЯ

RESEARCH OF NICKEL-BASED COATINGS EROSION-CORROSION WEAR

Назаров^{1,3} А.Н. – студент, Прожега¹ М.В. – к.т.н., заведующий лабораторией, Иванников² А.Ю. – к.т.н., с.н.с., Бойцова^{4,5} О.В. – к.х.н, Новиков^{1,3} А.В. – студент.

¹ИМАШ РАН

²ИМЕТ РАН

³МГТУ имени Н.Э. Баумана

⁴ИОНХ им. Н.С. Курнакова

⁵МГУ имени М.В. Ломоносова

prmaksim@gmail.com

Abstract. The results of nickel-based plasma coatings hydroabrasive wear behavior are presented in the article. Relative volume wear velocity is a criterion for comparison of samples at different abrasive concentration, 45° and 90° impact angle, neutral and acid environment. The comparison of wear velocity of nickel coating and steel samples is presented.

Key words: erosion-corrosion wear, nickel coating, plasma spraying.

Аннотация. В статье приведены результаты испытаний покрытия на основе никеля, нанесённого методом плазменного напыления. По критерию относительной объёмной скорости изнашивания сравнивали образцы при разной концентрации абразива, углах атаки 45° и 90°, в кислотной среде. Привели сравнение износа Ni-покрытия со стальной подложкой.

Ключевые слова: износ, эрозионно-коррозионное изнашивание, покрытие на основе никеля, плазменное напыление.

Введение

Одними из материалов, используемых для нанесения покрытий с целью повышения износостойкости или восстановления изношенных поверхностей, являются никель и никелевые сплавы. Никель широко используется как мягкая основа для создания покрытий, содержащих твердые включения. Составы для покрытий активно исследуются различных условиях. В работе [1] авторы исследуют покрытия толщиной 1,6...2,0 мм, обладающие микротвердостью 4500...6500 МПа, из системы Ni-Cr-B-Si-C (порошки ПГ-12Н-01, ПГ-12Н-02, ПР-Н77Х15СЗР2). Относительная износостойкость покрытий в условиях абразивного изнашивания достигала максимальных значений 11,5...13 единиц (в сравнении со Сталь 45). В работе [3] испытывали покрытия на основе материала из системы Ni-Cr-B-Si при абразивном износе, в том числе через водяную прослойку, имитирующую влажную среду. Показано, что плазменное напыление данного покрытия повышает долговечность элементов малогабаритных буровых установок в условиях абразивного изнашивания в 1,8...3,2 раза (в зависимости от типа абразива).

Цель представленной работы - изучить защитные свойства покрытия на основе никеля, полученного методом плазменного напыления, в условиях коррозионно-эрозионного изнашивания. Для этого необходимо провести испытания покрытий и материала подложки (Ст 3) в нейтральной и коррозионной среде, получить зависимость изменения скорости изнашивания от угла атаки потока жидкости.

Материалы и методика испытаний

Для нанесения покрытия использовали никель в порошкообразном виде и установку для плазменного напыления, описанную в работе [4]. Режимы напыления

приведены в табл. 1. Материал подложки – сталь Ст3. Толщина покрытия составляла 150 ± 20 мкм, микротвёрдость 1800 ± 200 МПа.

Табл. 1. Режимы напыления плазменного Ni покрытий

Материал	Плазмообразующий газ	Дистанция напыления, мм	Расход газа, л/мин	Расход газа в порошковом питателе, л/мин	Напряжение на дуге, В	Сила тока, А	Расход порошка, г/мин	Частота вращения образца, об/мин
Ni	Ar-N ₂ (15%)	120	38	3,5	50	350	21	200

Принцип действия стенда на коррозионно-эрозионное изнашивание был подробно описан в [2]. Общий вид испытательной установки изображён на рис. 1.

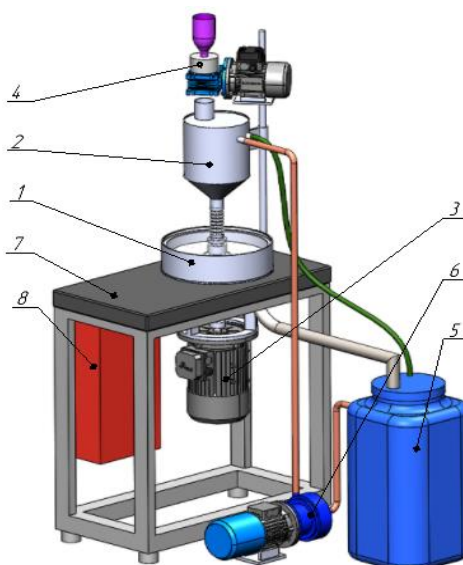


Рис. 1. Общий вид стенда. 1 – испытательная камера, 2 – смеситель, 3 – двигатель, 4 – дозатор, 5 – бак, 6 – насос, 7 – станина, 8 – блок управления

Критерием износостойкости приняли относительную объёмную скорость изнашивания, определяемую как отношение объёма изношенного материала к массе абразива, формула (1). При расчёте плотность покрытия принимали равной $8,01 \text{ мг/мм}^3$.

$$I_V = \frac{m_{до} - m_{после}}{\rho \cdot m_{абр}} \quad (1), \text{ где}$$

I_V - относительная объёмная скорость изнашивания;
 $m_{до}$, $m_{после}$ - масса образца до и после опыта соответственно;
 ρ – плотность материала образца;
 $m_{абр}$ - масса абразива.

Табл. 2 Условия проведения испытаний на износ

Продолжительность опыта, мин	Расход жидкости, л/мин	Абразив	Основной размер фракции, мкм	Микротвёрдость абразива, ГПа	Диапазон изменения расхода абразива, г/мин	Площадь поверхности образца, см ²	Скорость потока, м/с
180	1,43	электрокорунд F120	125-106 (40%)	22,9	7,2...12	1	0,95

Для создания коррозионной среды использовали 1,5% раствор соляной кислоты. Анализ образцов проводили с помощью сканирующего электронного микроскопа Carl Zeiss NVision40.

Результаты и обсуждение

На рис. 2 представлены результаты испытаний покрытий на износ в различных средах и при разной угле атаки потока жидкости. Показано, что при угле атаки 90° , рис.2а, I_V составила $2,44 \cdot 10^{-4}$ мм³/г, а при уменьшении угла до 45 градусов I_V уменьшилась в 2,7 раза ($I_V = 0,92 \cdot 10^{-4}$ мм³/г). Повышенная относительная объёмная скорость изнашивания при угле атаки 90° свидетельствует о том, что покрытие, несмотря на относительно невысокую твердость при разрушении ведет себя как хрупкий материал, для которого характерно увеличение износа при повышении угла атаки

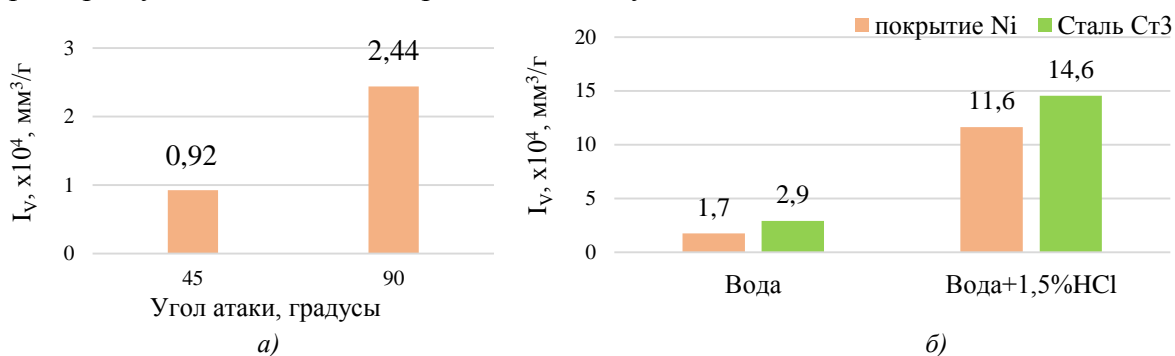


Рис. 2. Результаты испытаний на износ покрытия на основе Никеля и стали Ст3. а – относительная объёмная скорость изнашивания никелевого покрытия при углах атаки 45° и 90° ; б – относительная объёмная скорость изнашивания никелевого покрытия и стали Ст 3 в различных средах (угол атаки 90°)

Результаты испытаний покрытия и стали Ст3 в различных средах, рис. 2б, показали, что при добавлении 1,5% соляной кислоты в воду резко возрастает I_V для обоих образцов: для покрытия в 6,8 раз, для стали Ст3 – в 5 раз, что свидетельствует о значительном влиянии коррозионной составляющей на относительную объёмную скорость изнашивания в представленных условиях.

На рис.3 (а, б) представлены поверхности никелевых образцов, подвергшихся изнашиванию в воде и воде с добавлением соляной кислоты соответственно. Для наглядного сравнения на рис.3в продублированы результаты испытаний покрытия в различных средах. На рис. 3а чётко видны продолговатые борозды – места контакта поверхности с абразивными частицами, располагающиеся вдоль направления потока жидкости. Поверхность образца рис.3б полностью подверглась изменению. Поток коррозионно-активной жидкости в результате коррозионного воздействия делает поверхность более структурной. Видны относительно крупные структурные составляющие в процессе разрушения (отмечены окружностями). Обнажились ламели, сформировавшие покрытие при плазменном напылении.

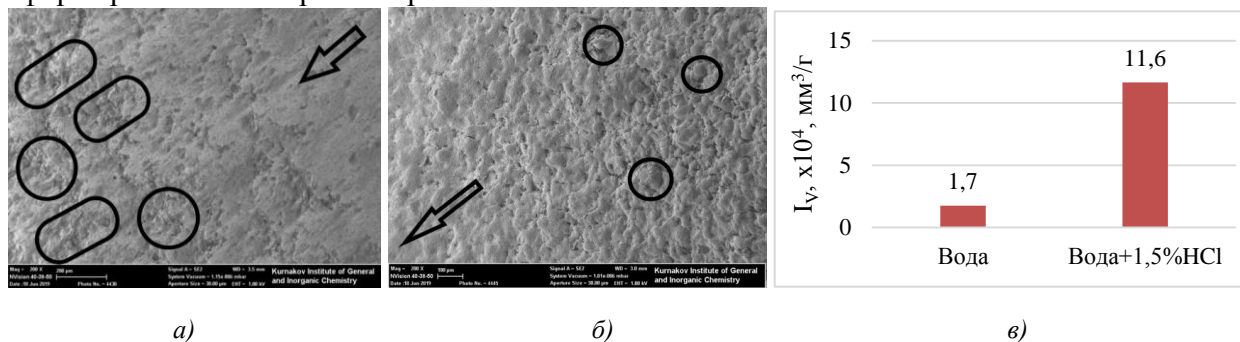


Рис.3: а - Ni покрытие, вода; б - Ni покрытие, вода + 1.5% HCl; в – график I_V в нейтральной и коррозионно активной среде

Выводы

1. Никелевое покрытие, нанесенное с применением плазменной технологии, повышает износостойкость в условиях коррозионно-эрозионного изнашивания поверхности стали Ст3 при испытаниях в воде и коррозионно-активной жидкости.
2. Для никелевого покрытия, нанесенного с применением плазменной технологии, характерно увеличение скорости изнашиваний с увеличением угла атаки потока абразивосодержащей жидкости, что свидетельствует о преимущественно усталостном механизме разрушения, характерном для хрупких материалов.
3. Существенное влияние на износ покрытия оказывает коррозионная составляющая. Относительная объемная скорость изнашивания увеличивается в 6,8 раз при добавлении в жидкость 1,5% соляной кислоты.

Литература

1. Копцева Н.В. и др. Получение и исследование износостойких самофлюсующихся порошковых покрытий на основе никеля. Издательский центр ГОУ ВПО - «МГТУ» Магнитогорск: МГТУ, 2008. - 73 с.
2. Прожёга М.В. и др. Определение эрозионной составляющей скорости коррозионно-эрозионного изнашивания материалов, МИКМУС-2015. Труды конференции, 2015.
3. Земсков Ю.П., Игуменова Т.И., Мальцева О.Ю. Повышение износостойкости рабочих поверхностей малогабаритных буровых установок плазменным напылением. Фундаментальные исследования. – 2016. – № 1-1. – С. 18-22; URL: <http://www.fundamental-research.ru/ru/article/view?id=39785> (дата обращения: 22.10.2019).
4. Калита В.И. и др. Плазменные покрытия WC-Co из механически легированного порошка. Физика и химия обработки материалов. 2014. №5. С. 22-29.

ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕКОСА SPLINE CONNECTIONS UNDER MISALIGNMENT CONDITIONS

Николаев¹ И.В. – аспирант, Леонтьев¹ М.К. – д.т.н., профессор,
Дегтярев² С.А. – начальник отдела разработок, Деева³ М.А. – студентка

¹Московский Авиационный Институт

²ООО “Альфа-Транзит”

³МГТУ им. Баумана

nikolka831@mail.ru

Abstract. Today, in modern engine build, spline connections are actively used, which allow to solve various design problems due to the high efficiency, the ability to transfer large torque, high fatigue strength. These connections are of particular interest from the point of view of the dynamic behavior of the system. Such phenomena as radial and angular misalignment can lead to a change in the nature of the action of the friction force acting in meshing (especially in splined couplings). In this paper we discuss the action of friction forces in the engagement of teeth in the presence of angular or radial misalignment.

Key words: splineconnection, misalignment, self-oscillations, friction force.

Аннотация. На сегодняшний день в современном двигателестроении активно используются шлицевые соединения, позволяющие решать различные конструкторские задачи благодаря высокому коэффициенту полезного действия, возможности передачи большого крутящего момента, высокой усталостной прочности. Данные соединения представляют особый интерес с точки зрения динамического поведения системы. Такие явления, как радиальный и угловой перекося, могут приводить к изменению характера действия силы трения, действующей в зацеплении (особенно в шлицевых муфтах). В данной статье рассматривается изменение действия сил трения в зацеплении зубьев при наличии углового или радиального перекося.

Ключевые слова: шлицевое соединение, перекося, автоколебания, сила трения.

Цель данной работы – на простом примере привести математическое подтверждение того, что наличие перекося в шлицевых соединениях валов может являться причиной автоколебательных процессов.

При использовании шлицевых втулок для соединения валов могут возникать различные виды несоосности, приводящие к возникновению перекося. Обобщенная величина перекося соединяемых деталей определяется углом γ относительно их некоторого идеального соосного положения. Направление смещения каждого из соединяемых валов может быть различным. Результирующее направление может быть определено путём суммирования векторов смещения каждого из валов.

Рассмотрим шлицевую муфту, изображённую на рисунке 1, [1].

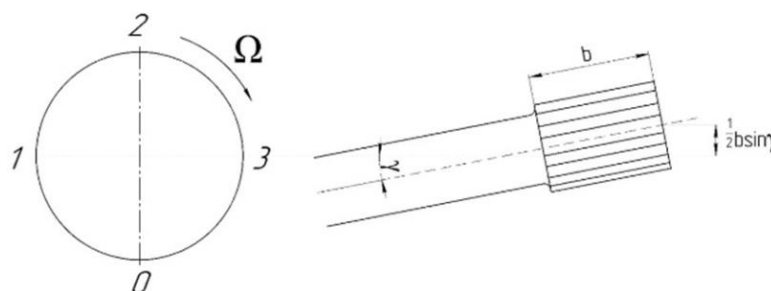


Рис.1. Шлицевая муфта

Валы, соединяемые муфтой, вращаются с некоторой угловой скоростью Ω , их оси пересекаются по некоторым углом γ . Вследствие перекоса осей в зубьях шлицев происходит продольное проскальзывание, что приводит к росту действующих сил трения в зубьях. В точках 0 и 2 зубья находятся в крайних положениях - скорости трения-скольжения здесь равны нулю. Окружные нагрузки, вследствие смещения в осевом направлении, создают вращающий момент вокруг плоскости перекоса, рисунок 2. Силы трения создают момент в плоскости, расположенной под углом 90° к плоскости перекоса.

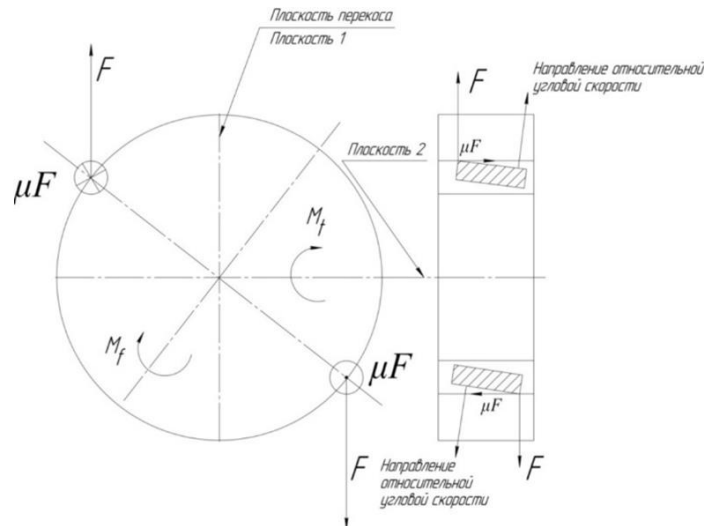


Рис.2. Направление сил и моментов в шлицевой муфте

Векторная сумма вращающего момента и момента трения представляет собой результирующий момент перекоса M_r . Разложим эти моменты по двум перпендикулярным плоскостям.

Момент, действующий в плоскости 1:

$$M_1 = M_t + M_f \sin \varphi = \left\{ F_0 D_0 + \sum 2 F_n \cos(n\theta) d_n \right\} \pm \{ \mu F_0 D \sin \varphi + \sum \mu F_n D [\sin(\varphi + n\theta) + \sin(\varphi - n\theta)] \} \quad (1)$$

Момент в плоскости 2, нормальной к плоскости перекоса:

$$M_2 = M_f \cos \varphi = F_0 D \cos \varphi + \sum \mu F_n D [\cos(\varphi + n\theta) + \cos(\varphi - n\theta)] \quad (2)$$

Результирующий момент от перекоса в соединении:

$$M_r = \sqrt{(M_1)^2 + (M_2)^2} \quad (3)$$

Необходимо отметить, что появление любого вида несоосности (радиальной или угловой) приводит к увеличению сил трения и появлению моментов трения.

Не во всех случаях появление силы трения приводит к рассеиванию энергии в системе. Простейшим примером может служить следующая механическая система (рисунок 3, [2]). Масса m , укрепленная пружинами k_1 и k_2 , лежит на движущейся равномерно со скоростью v_0 ленте.

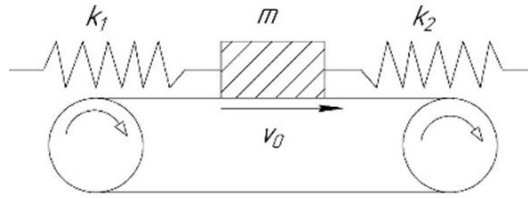


Рис.3. Механическая система с отрицательным трением

Обозначив смещение груза через x а его скорость через x' , запишем силу трения как функцию относительной скорости в виде $F(v) = F(v_0 - x')$. Обозначив результирующий коэффициент упругости через k , уравнение движения массы m запишется следующим образом:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = F(v_0 - \dot{x}) \quad (4)$$

Ограничим рассмотрение области решения областью, в которой $|\dot{x}| \ll v_0$. Разложив в этой области функцию F в ряд Тейлора вблизи значений v_0 и ограничившись первым членом ряда, уравнение движения примет вид:

$$m\ddot{x} + [b + F'(v_0)]\dot{x} + kx = F(v_0) \quad (5)$$

Величина и знак коэффициента $b + F'(v_0)$ зависят от характеристики трения; величина $F'(v_0)$ представляет собой угол наклона характеристики в точке v_0 и в случае падающей характеристики $F'(v_0) < 0$. Наличие участков падения на характеристике трения может обуславливать отрицательный характер её действия, приводя к повышенным нагрузкам на опоры и увеличению вибраций. Также наличие участков падения может приводить к подкачке энергии в систему, тем самым являясь необходимым критерием для возникновения автоколебательных процессов.

Рассмотрим возникновение автоколебательных процессов на примере задачи об устойчивости быстровращающегося ротора, валы которого соединены шлицевой втулкой [3]. Если вывести ротор из равновесия и заставить прецессировать с некоторой угловой скоростью $\Omega < \omega$, появится перекося осей в шлицевой муфте и возникнет момент трения в плоскости, перпендикулярной плоскости изгиба ротора. На рисунке 4 представлены инерционные силы и моменты трения в шлицевой муфте в проекциях на оси, вращающиеся со скоростью прецессирования Ω .

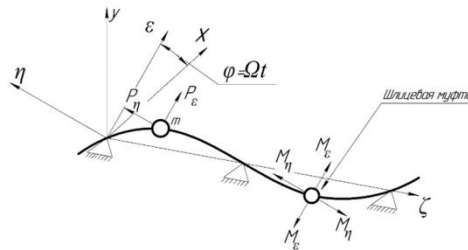


Рис.4. Инерционные силы и момент трения в роторе

Проекции инерционной силы в общем случае равны:

$$P_\epsilon = m\epsilon\Omega^2 - m\ddot{\epsilon} - m\eta\dot{\Omega} + 2m\Omega\dot{\eta} \quad (6)$$

$$P_\eta = m\eta\Omega^2 - m\ddot{\eta} - m\epsilon\dot{\Omega} - 2m\Omega\dot{\epsilon} \quad (7)$$

Члены этих формул представляют собой соответственно центробежные силы, силы радиального ускорения, окружные силы, связанные с угловым ускорением, и силы, вызванные кориолисовым ускорением.

Координаты массы m во вращающихся осях связаны с инерционными силами и

моментом трения в муфте следующими соотношениями:

$$= \alpha_{11}P_\varepsilon - \alpha_{12}M_\eta \quad (7)$$

$$\eta = \alpha_{11}P_\eta + \alpha_{12}M_\varepsilon \quad (8)$$

Осуществив подстановку (6) и (7) в данные выражения, получим следующую систему уравнений:

$$= \alpha_{11}m\varepsilon\Omega^2 - \alpha_{11}m\ddot{\varepsilon} - \alpha_{11}m\eta\dot{\Omega} + 2\alpha_{11}m\Omega\dot{\eta} - \alpha_{12}M_\eta \quad (10)$$

$$\eta = \alpha_{11}m\eta\Omega^2 - \alpha_{11}m\ddot{\eta} - \alpha_{11}m\varepsilon\dot{\Omega} - 2\alpha_{11}m\Omega\dot{\varepsilon} + \alpha_{12}M_\varepsilon \quad (11)$$

Умножив уравнение (11) на i и сложив полученные выражения, получим уравнение в комплексном виде:

$$+ i\eta = \alpha_{11}m\Omega^2(\varepsilon + i\eta) - \alpha_{11}m(\ddot{\varepsilon} + i\ddot{\eta}) - \alpha_{11}m\dot{\Omega}(\eta + i\varepsilon) + 2\alpha_{11}m\Omega(\dot{\eta} - i\dot{\varepsilon}) - \alpha_{12}(M_\eta - iM_\varepsilon) \quad (12)$$

Обозначив $z = \varepsilon + i\eta$, $M_T = M_\varepsilon + iM_\eta$ и проведя необходимые преобразования, получим дифференциальное уравнение относительно z :

$$z = \alpha_{11}m\Omega^2z - \alpha_{11}m\ddot{z} - \alpha_{11}m\dot{\Omega}iz - 2\alpha_{11}m\Omega iz + i\alpha_{12}M_T \quad (13)$$

Разделив действительную и мнимую части, получим следующую систему:

$$\alpha_{11}m\ddot{z} - \alpha_{11}m\Omega^2z + z = 0 \quad (14)$$

$$-\alpha_{11}mi\dot{\Omega}z - 2\alpha_{11}m\Omega iz + i\alpha_{12}M_T = 0 \quad (15)$$

Разделив оба уравнения на $\alpha_{11}m$ и обозначив $k^2 = \frac{1}{\alpha_{11}m}$, получим:

$$\ddot{z} + (k^2 - \Omega^2)z = 0 \quad (16)$$

$$\dot{\Omega}z + 2\Omega\dot{z} - k^2\alpha_{12}M_T = 0 \quad (17)$$

Первое из уравнений удовлетворяет решениям $\dot{z} = const$; $\ddot{z} = 0$; $\Omega = k$; $\dot{\Omega} = 0$. Тогда второе уравнение при постоянном моменте трения M_T даёт решение:

$$z = \frac{1}{2} \frac{k^2}{\Omega} \alpha_{12}M_T t + z_0 \quad (18)$$

Полученные решения показывают, что скорость Ω возмущённого прецессирования равна частоте собственных колебаний вала k и прогиб z нарастает с течением времени. При скорости вращения ротора выше критической ($\omega > \Omega$) прямолинейное положение его оси неустойчиво. Под действием сил трения в шлицевой муфте возникают фрикционные автоколебания, что влечёт нарастание прогибов, сил инерции, усилий на опорах и вибраций. Частота колебаний сохраняется равной k , независимо от скорости собственного вращения ω . Чем больше силы трения в соединении, тем больше тенденция к потере устойчивости.

Литература

1. А.В. Crease Forces generated by Gear Couplings. Michael Neale and Associates, 1977.
2. А.А. Андронов, А.А. Витт, С.Э. Хайкин Теория колебаний. Москва: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959.
3. Д.В. Хронин Теория и расчёт колебаний в двигателях летательных аппаратов. Москва: Издательство "Машиностроение", 1950.

**ИССЛЕДОВАНИЕ РЕСУРСА И СМАЗОЧНЫХ СВОЙСТВ
ПЛАСТИЧНЫХ СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ
ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ**
*RESEARCH OF THE GREASE LIFETIME AND LUBRICATING ADDITIVES
FOR ROLLING BEARINGS*

Новиков^{1,2} А.В. – студент, **Прожега¹ М.В.** – к.т.н., заведующий лабораторией,
Смирнов¹ Н.И. – к.т.н., в.н.с., **Смирнов¹ Н.Н.** – н.с., **Назаров^{1,2} А.Н.** – студент
¹ИМАШ РАН
²МГТУ им. Н.Э. Баумана
prmaksim@gmail.com

Abstract. The article presents the method of research of the grease relative lifetime in the rolling friction condition. The test bench for determining grease friction coefficient and its relative lifetime is described. The relative lifetime criterion of grease estimation is suggested. Test results are obtained and presented according to the proposed method.

Key words: bearing, grease, base oil, perfluoropolyether, lubricant.

Аннотация. В статье представлена методика исследования относительного ресурса пластичных смазочных материалов, работающих в условиях трения качения. Описана экспериментальная установка для проведения испытаний пластичных смазочных материалов с целью определения коэффициента трения и относительного ресурса. Предложен критерий оценки относительного ресурса пластичных смазочных материалов. Получены и представлены результаты испытаний по предложенной методике.

Ключевые слова: подшипник качения, пластичная смазка, базовое масло, перфторполиэфир, смазка.

Введение

Определение ресурса пластичных смазочных материалов (ПСМ), работающих в условиях трения качения, является сложной технической задачей. Требования к ресурсу работы различных механизмов постоянно растут. Работоспособность узлов, содержащих в себе трущиеся компоненты, во многом зависит от характеристик и качества применяемого смазочного материала. В настоящий момент проведение ресурсных испытаний – довольно трудоемкий и дорогостоящий процесс. Сведения о ресурсе новых пластичных смазок не в открытой печати существенно ограничены.

Несущую способность, предельную нагрузочную способность, противоизносные и противозадирные свойства определяют на четырехшариковой машине [2], которая не предназначена для ресурсных испытаний. Методика определения ресурса ПСМ была предложена в 1958 г. К. Джонсоном. В соответствии с его методикой испытания проводят на спиральном трибометра [1,3,4]. Деградация смазочного материала происходит на участке движения шарика, который включает в себя как качение, так и верчение с проскальзыванием. Существуют работы, в которых ресурс ПСМ определяют по схеме ролик-плоскость [5].

Целью настоящей работы является определение ресурса и смазочной способности ПСМ в условиях трения качения.

Материалы и методика испытаний

Испытания проводили для четырех видов ПСМ, состав и основные характеристики которых представлены в таблице 1.

Для ресурсных испытаний ПСМ разработали лабораторный стенд, работа которого основана на измерении коэффициента трения в подшипнике качения с предварительно нанесенной смазкой, рис. 1. Испытуемый подшипник качения (*позиция 1 на рис.1*) с

нанесенным ПСМ (20...26 мг) на нижнее кольцо устанавливается на вращающуюся станину 2, которую приводит в движение электромеханический привод 3.

Момент сопротивления в подшипнике качения измеряли тензодатчиком 4. Осевую силу на подшипник $F_{\text{ц}}$ создавали с помощью пневмоцилиндра 5 и рычажной системы 6. Вал, с помощью которого передается сила от рычага 6 на испытуемый подшипник, имеет в верхней части упорный подшипник 7, а внизу шарнирное соединение с оправкой верхнего кольца подшипника, которое зафиксировано от проворота штифтом. Таким образом установленный на валу тензодатчик позволяет измерять момент сопротивления с высокой точностью.

В качестве устройства для сбора данных использовали оборудование серии myDAQ компании National Instruments. Отчет о проведенном испытании сформирован в графической среде программирования LabVIEW 2017. Обработку экспериментальных данных осуществляли с помощью программы DIAdem 2017.

Таб. 1 Основные характеристики испытуемых ПСМ

№	Наименование смазок	ВНИИ НП-274	«АМЕТИСТ» (ВНИИ НП-284) [5]	НИКА [5]	«ИЗУМРУД» [5]
	Утвержденная документация	ГОСТ 19337-73	ТУ 38.1011029-85	ТУ 38.1011032-85	ТУ 38.401-58-92-94
	Показатель				
1	Жидкая основа	Полиорганосилоксановая (жидкость ХС-2-1ВВ)	Перфторполиэфировая		
2	Загуститель	Мыльный	Органоселикагелевый	Политетрафторэтиленовый	Органоселикагелевый
3	Вязкость эффективная, Ст при -40°C (данные производителя)	54	210	79	100
4	Температурный диапазон эксплуатации (длительно), °C	-80...+160	-110...200	-130...200	-130...160

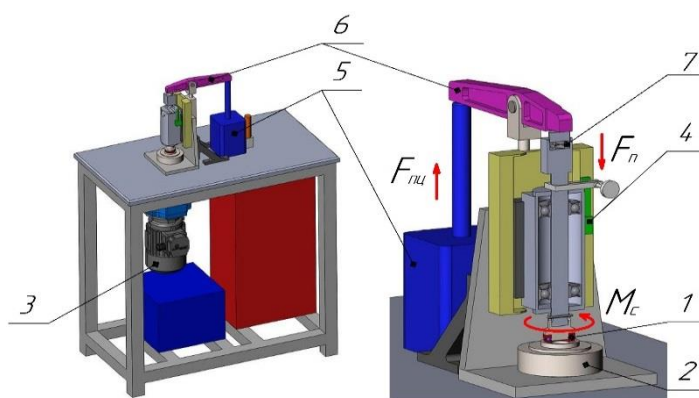


Рис. 1. Лабораторный стенд для ресурсных испытаний ПСМ

1-испытуемый упорный подшипник; 2-вращающаяся станина; 3-электромеханический привод; 4-тензодатчик; 5-пневмоцилиндр; 6-рычажная система; 7-упорный подшипник

Для испытаний использовали упорный подшипник 8104 (по ГОСТ 7872-89) с производства ISB (Италия) с внутренним диаметром 20 мм. При сборке заданное количество смазочного материала (20...26 мг) наносят на нижнее кольцо подшипника. Для определения массы ПСМ использовали аналитические весы Ohaus Adventure с точностью измерений $\pm 0,1$ мг. Материал используемых подшипников ШХ15.

Момент сопротивления M_c , возникающий в подшипнике рассчитывается из условия равновесия моментов, действующих на ось подшипника:

$$M_c = F \cdot l, \quad (1)$$

где F – сила, действующая на тензодатчик, l – плечо установки тензодатчика.

Смазочную способность ПСМ оценивали по коэффициенту трения, который рассчитывали по формуле (2):

$$f = \frac{M_c}{r_{np} \cdot F_n}, \quad (2)$$

где F_n – осевая сила, действующая на подшипник; r_{np} – радиус трения (радиус дорожки качения шариков); M_c – момент сопротивления, рис.1. Условие завершения испытания – трехкратное превышение установившегося значения коэффициента трения.

Для оценки ресурса использовали параметр относительного ресурса ПСМ R , формула (3), который представляет собой отношение числа оборотов n до начала повышения коэффициента трения (соответствующий момент времени T показан на рис.2) к массе ПСМ M , которое наносили на нижнее кольцо подшипника.

$$R = \frac{n}{M} \quad (3)$$

где $n = \omega \cdot T$, ω - частота вращения подшипника; T – время работы ПСМ, M – масса смазки, мг.

Условия проведения эксперимента:

- Частота вращения подшипника – 50 об/мин;
- Осевая сила на подшипник – 2800 Н;
- Удельное давление – 1,32 ГПа;
- Температура окружающей среды – 22°C

Результаты и их обсуждение

В результате выполнения работы получены характеристики относительного ресурса и смазочной способности ПСМ в атмосферных условиях. Результаты одной серии опытов для каждого ПСМ приведены на рис.2.

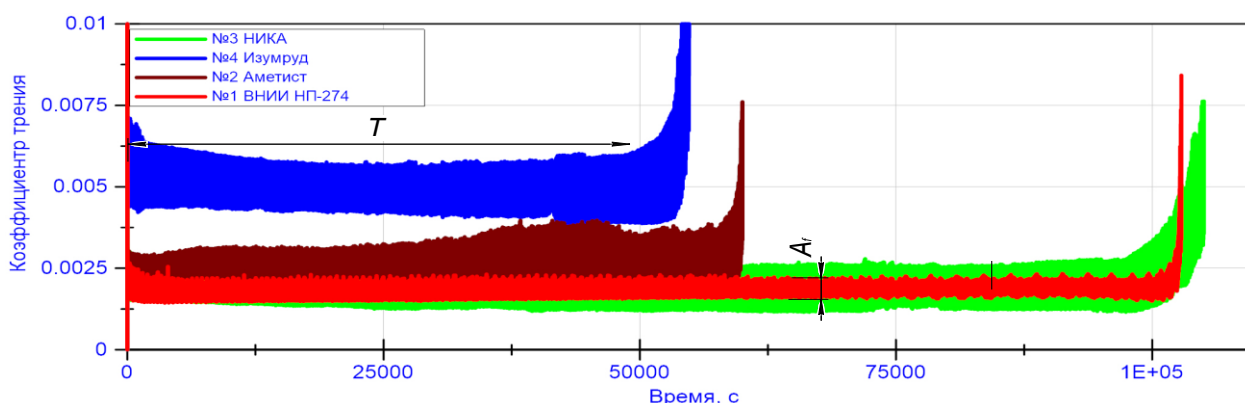


Рис. 2 Величина коэффициента трения испытываемых образцов

По графику на рис. 2 видно, что образцы ПСМ № 2 и 4 («АМЕТИСТ» и «ИЗУМРУД» соответственно) имеют не только высокий по сравнению с другими образцами коэффициент трения, но и относительно большую амплитуду колебаний текущего значения коэффициента трения A_f . Образцы с повышенным коэффициентом трения обладают высокой вязкостью относительно других образцов (табл. 1) и одинаковую основу – перфторполиэфир. Стоит отметить, что образец №4 («ИЗУМРУД»), показывающий максимальный коэффициент трения среди исследуемых ПСМ имеет в своем составе металлоплакирующие добавки [5].

В результате испытаний получили относительный ресурс каждой смазки по предложенной методике и среднее значение коэффициента трения, рис.3. На рис. 3 представлены доверительные интервалы средних значений относительного ресурса и коэффициента трения (величина выборки по каждой ПСМ составляла $n = 3$).

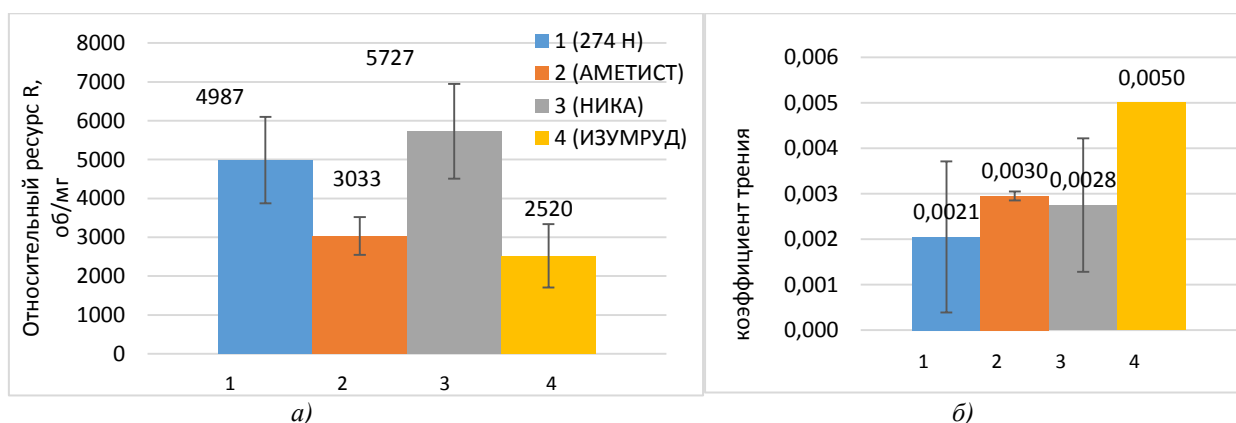


Рис. 3 Результаты испытаний ПСМ. а)-относительный ресурс ПСМ; б) коэффициент трения в подшипниках

Наилучшие показатели по относительному ресурсу и коэффициенту трения получены при испытаниях образцов №1 (ВНИИ НП-274) и №3 (НИКА). При этом образец №1 имеет не только хорошие показатели по коэффициенту трения и ресурсу, но и относительно стабильную невысокую амплитуду колебаний коэффициента трения, рис.4. Такие результаты объясняются отличным от других испытуемых образцов составом (жидкая основа – полиорганосилоксановая (жидкость ХС-2-1ВВ)) и самой низкой вязкостью смазочного материала 54 Ст (табл. 1).

Выводы

1. Разработанный экспериментальный стенд позволяет оценивать относительный ресурс и коэффициент трения ПСМ, работающих в нормальных климатических условиях. Наблюдается повторяемость результатов испытаний.
2. Наилучшие показатели по относительному ресурсу и коэффициенту трения получены при испытаниях образцов №1 (ВНИИ НП-274) и №3 (НИКА);
3. Образец №4 («ИЗУМРУД») с увеличенным диапазоном рабочих температур и металлоплакирующей добавкой в составе имеет самый низкий относительный ресурс и высокий коэффициент трения среди исследуемых ПСМ.

Литература

1. Johnson, K. L. (1958), "The Effect of Spin Upon the Rolling Motion of an Elastic Sphere on a Plane," Jour Applied Mech., Trans. ASME. 25, pp 332-338.
2. ГОСТ 9490-75 МАТЕРИАЛЫ СМАЗОЧНЫЕ ЖИДКИЕ И ПЛАСТИЧНЫЕ Метод определения трибологических характеристик на четырехшариковой машине. Москва, Стандартиформ, 1993.
3. Stephen V. Pepper, Edward P. Kingsbury. Spiral Orbit Tribometry — Part II: Evaluation of three liquid lubricants in vacuum, Tribology Transactions, V.46-1, 2003, p.65-69.
4. M. J. Jansen et al. Relative lifetimes of several space liquid lubricants using a vacuum spiral orbit tribometer (SOT). NASA Technical memorandum, NASA/TM – 2001-210966, 2001, 12 pages.
5. Конструкционные и смазочные материалы космических механизмов / М.И. Маленков, С.И. Каратушин, В.М. Тарасов; Балт. гос. техн. ун-т. – СПб., 2007. – 54 с.
6. M.V. Prozhega et al. Lubricating Materials for Mechanisms Operating in Space. Journal of Friction and Wear, V. 39, Issue 4, 2018, pp 335-340. DOI: 10.3103/S106836661804013X.

**ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ И ИНФОРМАТИВНОСТИ
РЕЗУЛЬТАТОВ ПРИ ТЕСТИРОВАНИИ АНТИФРИКЦИОННЫХ
МАТЕРИАЛОВ НА МАШИНЕ ТИМКЕНА**

*IMPROVING MEASUREMENT PRECISION AND INFORMATIVITY UNDER
TESTING ANTIFRICTIONAL MATERIALS WITH TIMKEN MACHINE*

Пилацкая^{1,2} С.С. – бакалавр техники и технологий, инженер-исследователь

¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

²Институт машиноведения им. А.А. Благодирова Российской академии наук

sofya.pilatskaya@yandex.ru

Abstract. Expediency of modernization of known Timken machine to improve measurement precision and informativity under antifriction testing lubricating and engineering materials is proved. Testing lubricants with the modernized equipment showed high sensitivity to small changes of mechanical losses, and also extended informativity of results moreover insignificant duration of tests.

Key words: Timken machine, lubricants, antifrictional additives, friction force, friction ratio.

Аннотация. Обоснована целесообразность модернизации известной машины Тимкена для повышения точности и информативности антифрикционного тестирования смазочных и конструкционных материалов. Тестирование смазочных материалов на модернизированном оборудовании показало высокую чувствительность измерительного устройства силы трения к малым изменениям механической потерь, а также расширенную информативность результатов при незначительной продолжительности испытаний.

Ключевые слова: машина Тимкена, смазочные материалы, антифрикционные присадки, сила трения, коэффициент трения.

Надежная и оперативная экспериментальная оценка антифрикционных свойств материалов и трибологических составов, предназначенных для минимизации трения и изнашивания, являющаяся актуальной проблемой [1-4], в настоящее время может быть получена, главным образом, на основе корректно поставленного эксперимента. Зачастую типичной задачей трибологического экспресс-тестирования является определение лучшего антифрикционного объекта среди ряда аналогов [5-7]. При этом, в часто встречающейся ситуации большого количества сравниваемых объектов испытаний важную роль приобретает время, затрачиваемое на проведение единичного опыта. Большая часть известного оборудования для трибологических исследований предполагает проведение достаточно длительных (от 1 часа и более) испытаний, включая подготовку объектов и пары трения, осуществление методики и обработку полученных результатов.

Среди методов и оборудования для трибологических испытаний материалов наибольшее распространение благодаря своей простоте и доступности получила машина трения Тимкена согласно ASTM D2782-17, которая широко используются при оценке противозадирных, противоизносных и антифрикционных свойств жидких смазочных материалов и трибологических составов [8].

Недостаток метода Тимкена и измерительного устройства состоит в низкой точности и малой достоверности (повторяемости и воспроизводимости) результатов экспериментальной оценки антифрикционных свойств объектов испытаний, поскольку при использовании машины Тимкена сила трения в сопряжении "ролик-кольцо" определяется не напрямую, а косвенно - по силе тока в цепи приводного электродвигателя. К искажающим значение величины силы тока, как контрольного показателя силы трения в смазываемой паре, относится большое количество факторов, основными из которых являются: трение в подшипниках приводного вала и усугубляющий это трение перекося (несоосность) осей вала и опор подшипников, который

существенно возрастает с увеличением нагрузки на пару трения "ролик-кольцо". Дополнительную погрешность в результат измерения силы трения вносят нелинейность зависимости силы тока от нагрузки на электродвигатель и колебания напряжения в питающей электросети.

Целью данной работы явилась экспериментальная оценка повышения точности и достоверности измерений силы трения при одновременном сокращении времени испытаний смазочных и конструкционных материалов на машине трения Тимкена.

В работе [9] представлено описание нового метода и реализующей этот метод измерения силы трения модернизированной машины Тимкена. Для реализации данного метода главный рычаг двухрычажной системы нагружения был конструкционно изменен таким образом, что размещенный в этом рычаге неподвижный ролик пары трения "ролик-кольцо" получал возможность свободного осевого перемещения под действием и в направлении приложенной к нему со стороны кольца силы трения. Измерение этой искомой силы трения производили с помощью типового тензодатчика, жестко установленного в специально выполненном канале главного рычага. Для записи сигналов тензодатчика, размещенного в главном рычаге, а также реализации применяемой методики на машину Тимкена было установлено дополнительное оригинальное измерительное оборудование и приборы, включающие весовой индикатор, полупроводниковый датчик температуры смазочного материала в масляной ванне, охладитель масляной ванны, преобразователь сигналов и регистрирующий компьютер.

После отладки всей измерительной системы была проведена серия из девяти параллельных опытов. Основанная на достижении стабилизации значений силы трения продолжительность единичного опыта составила во всех опытах не более 60 с.

Объектом испытания - смазочным материалом - выступало синтетическое моторное масло Лукойл SAE 5W-40 API SN/CF. Нагрузка на вспомогательном рычаге во всех опытах складывалась из веса грузовой чашки и веса одного груза, что составляло в сумме 1050 г; коэффициент усиления двухрычажной системы нагружения был равен 16. Паспортная систематическая погрешность измерения силы трения типовым тензометрическим датчиком MLB20-50 и связанным с ним весовым индикатором SH-20E-R2 составляла $\pm 0,5\text{H}$ ($\pm 2,2\%$); погрешность измерения температуры смазочного материала в масляной ванне полупроводниковым датчиком (термистором) не превышала $\pm 0,5\text{C}^\circ$ ($\pm 1,9\%$).

Из результатов испытаний, представленных на рисунке 1, видно, что модуль максимального относительного отклонения частных значений силы трения в конце испытаний (конечной силы трения F_k) от ее среднего арифметического значения не превысил 3,2%, что является весьма хорошим показателем повторяемости параллельных измерений для трибометрии.

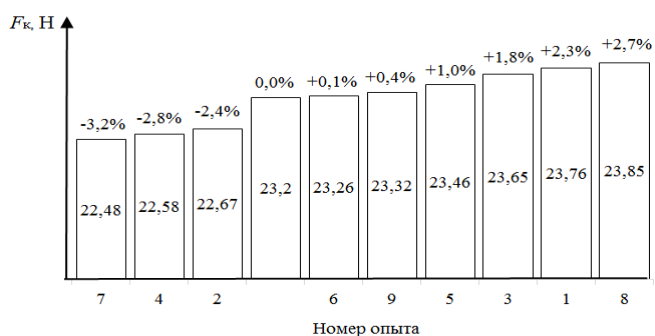


Рис.1. Абсолютные (в Н внутри столбцов) значения измеренной конечной силы трения (F_k) и их относительные отклонения (в % над столбцами) от среднего арифметического значения (23,2 Н) этой силы по результатам параллельных опытов 1...9

Поскольку метод и устройство показали высокие чувствительность, надежность и оперативность измерений, этими результатами заинтересовалась сторонняя лаборатория, занимающаяся тестированием различных смазочных материалов и трибологических составов для автомобильных ДВС (далее лаборатория №2 по отношению к лаборатории №1). По их заказу была изготовлена точная копия модернизированного главного рычага, а также предоставлены аналогичные приборы, оборудование и обрабатывающая компьютерная программа для их машины Тимкена. После чего в лаборатории №2 с помощью нового метода и измерительного устройства была независимо проведена серия испытаний трех смазочных материалов: 1) синтетического моторного масла Лукойл SAE 5W-40 API SN/CF; 2) этого же масла, но с введением в него в количестве 1% (об.) синтетического антифрикционного кондиционера металла FENOM; 3) то же, что и 2), но с 3% (об.) FENOM. Для оценки воспроизводимости результатов тестирования антифрикционных свойств этих смазочных материалов согласно новому методу и устройству в лаборатории №1 были проведены аналогичные испытания. Поскольку машины Тимкена в лаборатории №1 и №2 отличались коэффициентами усиления рычажной системы нагружения, а также массой единичного груза, для устранения искажающего влияния этого несоответствия на количественный результат измерений сопоставление результатов испытаний двух лабораторий было произведено не по конечной силе трения, а по конечному коэффициенту трения

На рисунке 2 представлен характер изменения среднего по результатам четырех параллельных опытов значения коэффициента трения f при тестировании синтетического моторного масла Лукойл SAE 5W-40 API SN/CF. Исходя из вида графиков можно говорить об удовлетворительном качественном подобии сравниваемых зависимостей коэффициента трения f от времени t , а также отметить весьма хорошее количественное совпадение результатов обеих лабораторий, проявившееся в оценке значения конечного коэффициента трения f_k , соответствующего времени $t = 60$ с (таблица 1).

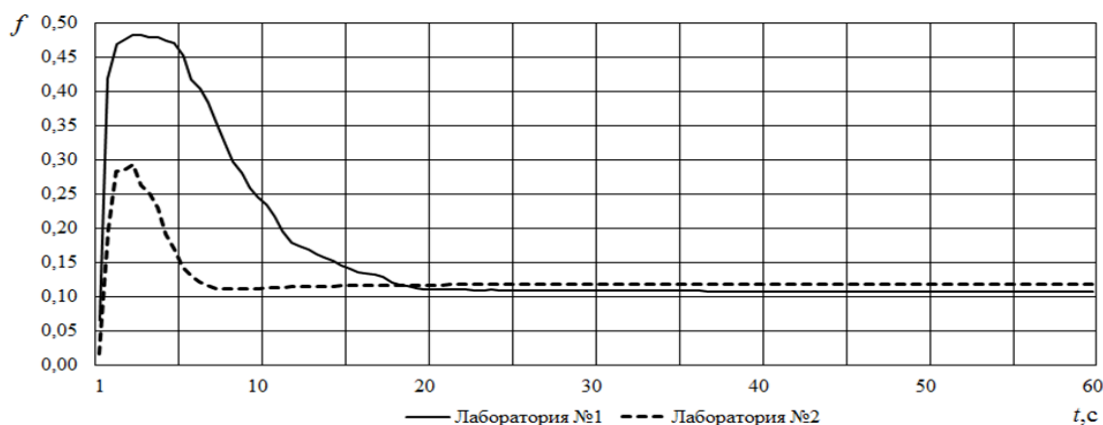


Рис. 2. Сопоставление зависимостей среднего по четырем параллельным опытам значения коэффициента трения f от продолжительности испытаний t при независимом тестировании моторного масла Лукойл SAE 5W-40 API SN/CF в лаборатории №1 и в лаборатории №2

Табл. 1. Оценка воспроизводимости результатов независимого тестирования сходственных смазочных с применением нового метода и устройства измерения силы на машине Тимкена

Тестируемый смазочный материал	Среднее по четырем параллельным опытам значение конечного коэффициента трения f_k		Относительная разница сопоставляемых измерений
	Тестирующая организация		
	Лаборатория №1	Лаборатория №2	
Лукойл SAE 5W-40 API SN/CF	0,107	0,119	+11%
То же + 1% FENOM	0,105 (-1,87%)	0,116 (-2,52%)	+10%
То же + 3% FENOM	0,086 (-19,63%)	0,105 (-11,76%)	+22%

Сравнение представленных в таблице 1 результатов оценки антифрикционной эффективности кондиционера металла FENOM в синтетическом моторном масле Лукойл SAE 5W-40 API SN/CF, полученных при тестировании этих объектов в двух различных лабораториях, различными людьми, на отличающемся базовом оборудовании (машинах Тимкена), в различное время, но с помощью единого метода и применяемого измерительного устройства, показало наличие единства качественного характера результатов измерений, проявившегося, во-первых, в факте сопоставимого снижения коэффициента трения смазываемой пары после введения кондиционера металла FENOM в указанное выше моторное масло (на 1,87% в лаборатории №1 и на 2,52% в лаборатории №2) и, во-вторых, в выявленной тенденции к снижению этого коэффициента при увеличении концентрации кондиционера в масле (на 19,63% в лаборатории №1 и на 11,76% в лаборатории №2). При этом, расхождение количественных оценок среднего значения конечного коэффициента трения, полученных для сходных смазочных материалов лабораториями №1 и №2, составило от 11 до 22%.

Из результатов проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. В результате собственных и независимых сторонних проверок показана целесообразность применения нового метода и устройства измерения силы трения, основанных на несложной модернизации известной машины Тимкена.

2. Повторяемость результатов параллельных опытов по прямому измерению силы трения с помощью нового метода, выполненных с соблюдением принципа прочих равных условий, характеризовалась разбросом значений от средней арифметической величины не более 3,2%, что является весьма важным для трибологии показателем незначительности случайной погрешности измерений.

3. Продолжительность единичного опыта по новому методу, определяемая отрезком времени от пуска машины трения до момента наступления стабилизации значений измеряемой силы трения, не превышает 60 с.

Литература

1. Путинцев С.В. Введение в трибологию поршневых двигателей. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 183 с.
2. Антимонов В.А., Мельников Э.Л. К вопросу об уточнении оценки износостойкости при экспериментальных испытаниях смазочных материалов //Ремонт. Восстановление. Модернизация. – 2017. – №. 6, С. 41-46.
3. Leitans A., Springis G., Rudzitis J. Oil additive testing equipment //Proceedings of the 9th international scientific and practical conference. – 2013. – vol. 1. – pp. 145-148.
4. Tamboli K., Sheth S. An overview of some experimental methods in tribology //National Conference on Emerging Trends in Mechanical Engineering (ETME-2008). – 2008. – vol. 22. – p. 24
5. Mannekote J. K., Menezes, P. L., Kailas et al. Tribology of green lubricants //Tribology for Scientists and Engineers. – Springer, New York. – 2013. – pp. 495-521.
6. Fu X., Shao H., Ren T. et al. Tribological characteristics of di (iso-butyl) polysulfide as extreme pressure additive in some mineral base oils //Industrial Lubrication and Tribology. – 2006. – vol. 58, no. 3. – pp. 145-150.
7. Song H.J., Zhang Z.Z., Men X.H. Surface-modified carbon nanotubes and the effect of their addition on the tribological behavior of a polyurethane coating //European Polymer Journal. – 2007. – vol. 43, no. 10, pp. 4092-4102.
8. ASTM D2782-17, Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Fluids (Timken Method), ASTM International, West Conshohocken, PA, 2017, www.astm.org, DOI: 10.1520/D2782-17 Accessed 10 Jan 2018
9. Putintsev S.V., Chirsky S.P., Pilatskaya S.S. New Method of Tribological Testing Lubricants and Antifriictional Additives //Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2018), Lecture Notes in Mechanical Engineering. – Springer Nature Switzerland AG 2019. – pp. 1079-1085. DOI: 10.1007/978-3-319-95630-5_113.

ЛАЗЕРНАЯ НАПЛАВКА СПЛАВОВ НА ОСНОВЕ МЕДИ НА СТАЛЬ *LASER CLADDNG OF COPPER-BASED ALLOYS ON STEEL*

Принц^{1,3} А.Н. – инженер, аспирант, Бирюков¹ В.П. – доцент, к.т.н., в.н.с.
Савин^{1,3} А.П. – инженер, магистрант, Базлова² Т.А. – доцент, к.т.н.

¹Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия;

² Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Москва,

³Российский университет транспорта РУТ (МИИТ)

laser-52@yandex.ru

Abstract. The paper presents metallographic studies of samples and the results of tribological tests of coatings. It is shown that the friction coefficients are 0.013-0.02 when testing samples deposited by a scanning beam, which is two times lower than on cast bronze samples. The influence of transverse beam vibrations on the quality and performance of the surfacing process is investigated. It is shown that at a beam scanning frequency of 217 Hz the deposition rate increases by 1.56 times

Key words: laser cladding, copper-based powder, microhardness, friction coefficient.

Аннотация. В работе представлены металлографические исследования образцов и результаты трибологических испытаний покрытий. Показано, что коэффициенты трения составляют 0,013-0,02 при испытании образцов наплавленных сканирующим лучом, что в два раза ниже, чем на образцах из литой бронзы. Исследовано влияние поперечных колебаний луча на качество и производительность процесса наплавки. Показано, что при частоте сканирования луча 217 Гц производительность наплавки повышается в 1,56 раза

Ключевые слова: лазерная наплавка, порошок на основе меди, микротвердость, коэффициент трения.

Введение

Изготовление изделий из меди и ее сплавов приводит к значительным экономическим затратам, а в ряде случаев просто невозможно по причине низкого предела прочности меди и сплавов. Для уменьшения расхода медных сплавов их можно изготавливать путем наплавки медных сплавов на сталь. Эксперименты проводились с использованием диодного лазера мощностью до 1600 Вт [1]. Для наплавки выбран порошок бронзы Cu15Sn0,4P с размерами частиц 150 - 180 мкм. В качестве подложки применяли легированную сталь AISI 4340. Лазерный луч фокусировался с помощью линзы диаметром 50 мм и фокусным расстоянием 250 мм. На поверхности подложки формировали пятно лазера диаметром 3 мм. Единичные дорожки наплавливали при мощности лазера 1000 Вт, скорости перемещения луча 10 мм/с и расходе порошка 24 г/мин. Средняя плотность мощности излучения составляла 142 Вт/мм². Ширина единичной наплавленной дорожки составляла 3 мм при высоте 0,8 мм. Наплавку поверхности образцов выполняли с коэффициентом перекрытия 66%. Твердость бронзового покрытия HV 172±12 и она выше, чем у фосфористой бронзы 100 HV или 110 HV. Твердость зоны термического влияния, толщиной до 0,5 мм составляла 630±50 HV, что значительно выше, чем твердость легированной стали (335±40 HV).

Лазерную наплавку образцов стали SAE1045 с размерами 40×30×8 мм выполняли на CO₂-лазере при мощности излучения 2 кВт, скоростях перемещения луча 5, 9 и 13 мм/с и диаметре луча 3 мм [2]. На поверхность образца наносили шликерное покрытие толщиной до 1 мм, содержащее порошок Cu5Al и связующее вещество. При скорости обработки 5 мм/с наблюдаются сферические частицы железа, равномерно распределенные в зоне наплавки, кроме дендритной структуры, расположенной у подложки. При увеличении скорости сканирования до 9 и 13 мм/с дендритные микроструктуры исчезают, распределение сферических частиц железа становится гетерогенным, а электрическое

сопротивление наплавленного слоя уменьшается с увеличением скорости перемещения луча.

Порошок, содержащий медь, никель и олово в пропорции 77:15:8 перемешивали и наносили равномерным слоем толщиной 1,2 мм на стальную пластину Q235 с размерами 100×100×10 мм [3]. Наплавку проводили непрерывным излучением CO₂-лазера мощностью 2 кВт, при скорости перемещения луча 400 мм/мин и диаметре луча на поверхности образца 4,5 мм. Затем проводили старение образца при температуре 370⁰С в течение 30-480 мин. Микротвердость покрытия вдвое выше после старения при 370 ° С в течение 2 ч и ее максимальное значение составляет 390 HV. При этом, удельное электрическое сопротивление покрытия уменьшается от $2,87 \times 10^{-5}$ до $1,52 \times 10^{-5}$ Ом · см.

Для наплавки алюминиевой бронзы использовался CO₂-лазер «Комета-2» мощностью излучения 1 кВт [4]. Плотность мощности составляла $\sim 1.27 \cdot 10^5$ Вт/см². В качестве подложки использовалась сталь 45. Единичные дорожки и многослойная наплавка бронзы для испытания образцов на трение и износ были нанесены при скорости перемещения луча 100-300 мм/мин и расстоянии сопла над поверхностью 10-14 мм. В условиях испытания при трении без смазочного материала при скоростях наплавки ниже 140-160 мм/мин коэффициент трения стабильный 0,17-0,2 и значительно ниже по сравнению с литыми алюминиевыми бронзами.

Железнодорожные буферы во время работы находятся практически в постоянном контакте друг с другом и имеют значительные износы, для уменьшения интенсивности изнашивания головки буфера покрывают графитизированной смазкой, но этот способ имеет много недостатков. Предложено покрыть голову буфера бронзой с помощью лазерной наплавки [5]. В качестве присадочного материала была выбрана алюминиевая бронза CuAl9Fe3. Лазерную наплавку проводили с помощью роботизированного стенда, оснащенного промышленными роботами ABB, и диодного лазера высокой мощности HPDL LDF 4000-30 фирмы «LaserLine» с максимальной выходной мощностью 4,0 кВт. Материал основы круг из мягкой стали S355J2, имеющий номинальный диаметр 38,0 мм. Твердость наплавленного покрытия колебалась в пределах 178 - 189 HV_{0.2}.

Наименьший износ показали образцы с алюминиевыми слоями бронзы (в среднем 10 мг) и стальные образцы со смазанными поверхностями (в среднем 7,5 мг). Износ образцов был одинаковым на протяжении всех четырех серий. Таким образом, можно предположить, что применение алюминиевой бронзы CuAl9Fe3 после лазерной наплавки позволит отказаться от необходимости смазывания в процессе эксплуатации подвижного состава.

Целями работы является определение влияния поперечных колебаний лазерного луча на перемешивание наплавленной шихты с материалом основы и повышение производительности наплавки.

Материалы и методы исследования

В экспериментальных исследованиях использовали лазерный комплекс ИМАШ РАН [6]. Образцы изготавливали из стали 40X размерами 15×20×70 мм. Для наплавки выбран порошок на основе меди ПР-БрАМц 9-2 с размером частиц 40-150 мкм. В качестве варьируемых параметров были выбраны мощность излучения $P = 700-1000$ Вт, скорость обработки $V=5-10$ мм/с и диаметр пучка $d=1-3$ мм. В качестве дополнительного фактора рассматривалось сканирование луча с фиксированной частотой $f = 217$ Гц. Использовался сканатор резонансного типа с упругим элементом, на котором закреплено зеркало. Металлографические исследования наплавленных покрытий проводились на микротвердомере ПМТ-3 при нагрузке 0,98 Н, металлографическом микроскопе Альтами MET 1С и цифровом микроскопе AM413ML.

Структура и химический состав наплавленных слоев исследовались на сканирующем электронном микроскопе TESCAN VEGA 3 SBH с системой энергодисперсионного анализа с применением режимов отраженных и вторичных

электронов.

Для определения трибологических характеристик наплавленных образцов применялась универсальная машина трения МТУ-01. Испытания проводили по схеме «плоскость (наплавленный образец) - кольцо сталь 40Х (48-52 HRC)». Скорость скольжения и давление на образец изменялись дискретно в интервале 0,1–1,1 м/с и 1–3 МПа соответственно. В качестве смазочного материала использовали масло трансмиссионное ТСЗп-8 .

Результаты экспериментальных исследований

Лазерная наплавка образцов выполнялась расфокусированным лучом и с поперечными колебаниями луча по нормали к вектору скорости лазерной обработки. На рис. 1 (а и б) представлены микрошлифы наплавленных дорожек с размерами 0,75×2,1 мм, твердостью (181-208HV), и 0,68×3,38 мм - (204-224HV), полученных расфокусированным лучом и сканирующим с частотой 217 Гц лучом соответственно. Зона проплавления основы при обработке расфокусированным и сканирующим лучом составила 380 и 150 мкм соответственно. Площадь поперечного сечения единичного наплавленного слоя при сканировании луча в 1,5 раза больше, чем при наплавке расфокусированным лучом.

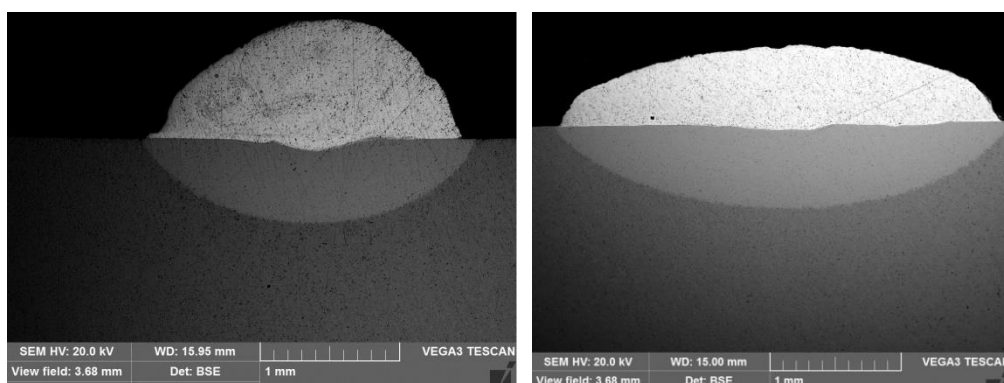


Рис. 1. Наплавка порошка бронзы ПР-БрАМц 9-2 на сталь 40Х ×75: а – наплавка расфокусированным лучом, б - наплавка сканирующим с частотой 217Гц лучом

На рис. 2 (а, б) показаны зоны сплавления покрытия с основой и химический состав в зоне наплавки, в переходной зоне и основном материале. Из представленных результатов следует, что при обработке расфокусированным лучом в наплавленном слое наблюдается большее содержание железа, что является следствием более глубокого проплавления основы.

Коэффициенты трения изменялись в пределах 0,015-0,022 и 0,013-0,02 при испытании образцов, наплавленных расфокусированным и сканирующим лучом соответственно, что в два раза ниже, чем на образцах из литой бронзы. Установлено, что площадь поперечного сечения наплавленной дорожки сканирующим лучом в 1,56 раза больше, чем расфокусированным лучом при одних и тех же режимах обработки.

Лазерная наплавка антифрикционных покрытий на стальные поверхности может быть использована в судовом машиностроении, узлах трения гидравлических агрегатов, в тяжело нагруженных подшипниках скольжения и быстроходных механизмах. Современное технологическое оборудование, оснащенное волоконными, диодными и другими лазерами позволяет наплавлять рабочие поверхности плоских деталей, тел вращения и деталей сложной пространственной формы. Прочность сцепления нанесенных лазерным лучом покрытий на основе меди выше прочности на сдвиг нормализованной и улучшенной стали и составляет 350-480 МПа.

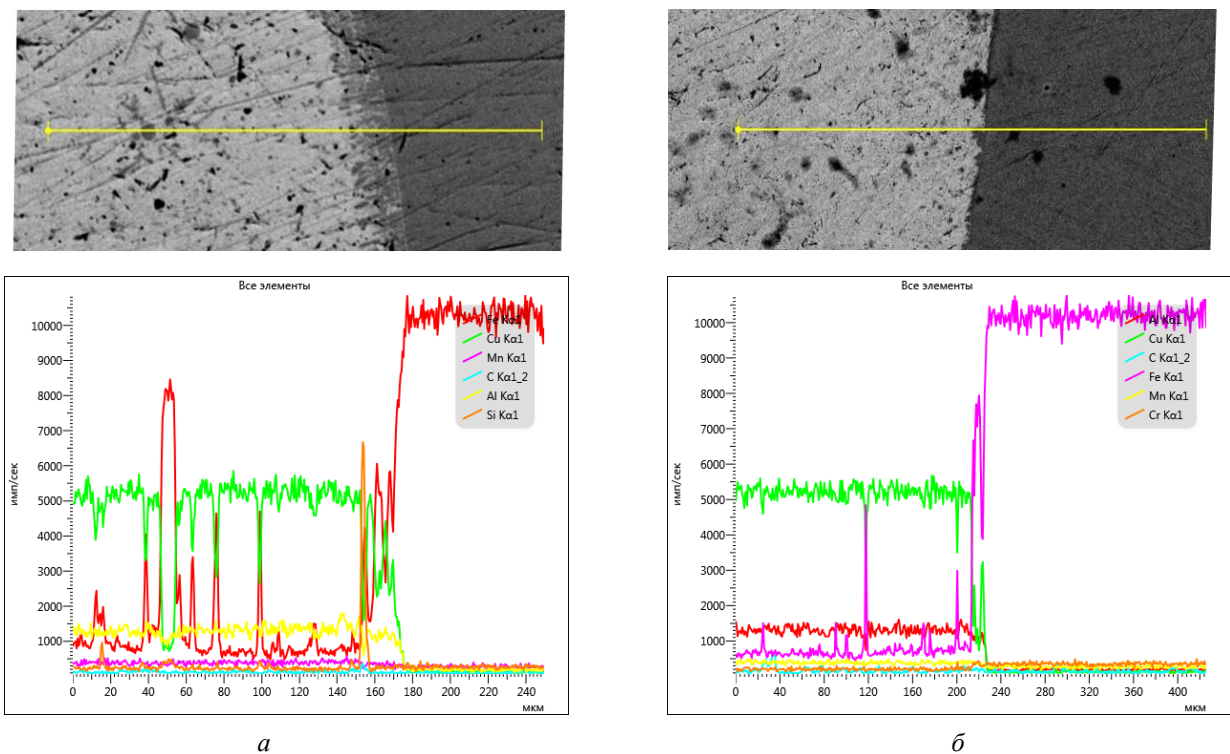


Рис. 2. Зоны сплавления покрытия и основы: а – наплавка расфокусированным лучом, б – наплавка сканирующим лучом

Выводы

Разработана технология лазерной наплавки антифрикционных покрытий на основе меди порошковым материалом ПР-БрАМц 9-2. Коэффициент трения скольжения при использовании в качестве смазочного материала масла трансмиссионного ТСЗп-8 составил 0,015-0,022 и 0,013-0,02 при наплавке расфокусированным и сканирующим с частотой 217 Гц лучом соответственно, что в два раза ниже, чем у литой бронзы.

Производительность лазерной наплавки при поперечных колебаниях луча к вектору скорости наплавки повышается в 1,56 раза по сравнению с наплавкой расфокусированным лучом.

Литература

1. Arias-González F. et al. Production of phosphor bronze coatings by laser cladding // *Procedia Manufacturing*. 2017. V.13. pp. 177–182.
2. Zeng D.W., Xie C.S., Wang M.Q. In situ synthesis and characterization of Fe_p/Cu composite coating on SAE 1045 carbon steel by laser cladding // *Materials Science and Engineering*. 2003. V. 344. pp. 357-364.
3. Zhang H., Yizhua, H., Xiaomina, Ye P. Microstructure and age characterization of Cu-15Ni-8Sn alloy coatings by laser cladding // *Applied Surface Science*. 2010. V. 256. pp. 5837–5842.
4. Devojno O.G., Feldshtein E., Kardapolava M.A., Lutsko N.I. On the formation features, structure, microhardness and tribological behavior of single tracks and coating layers formed by laser cladding of Al-Fe powder bronze // *Surface and Coatings Technology*. 2019. V.358. pp. 195–206.
5. Sitarz M., Kurc-Lisiecka A., Gamon W. Surface Analysis of Railway Buffers Heads Covered with Bronze Using Laser Cladding // *Archives of Foundry Engineering*. 2017. Vol. 17. Iss. 2. pp. 89 - 94.
6. Бирюков В.П., Дозоров А.В. Лазерные системы для упрочнения, наплавки деталей и точного раскроя листового материала // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2006. № 1. С. 60–66.

**РАЗРАБОТКА СПОСОБА ПОЛУЧЕНИЯ АНТИФРИКАЦИОННЫХ
ИЗНОСОСТОЙКИХ ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ПОВЕРХНОСТЕЙ ТРЕНИЯ
ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ¹**
*DEVELOPMENT OF METHOD FOR OBTAINING ANTI-FRICTION
WEAR-RESISTANT COATINGS FOR FRICTION SURFACES OF SLIDING
BEARINGS SUBMERSIBLE PUMPS*

Пугачев М.С. – н.с., **Архипов В.Е.** – в.н.с., к.т.н., **Сахвадзе Г.Ж.** – г.н.с, д.т.н.
Институт машиноведения им А.А. Благонравова РАН
pugachevmax@mail.ru

Abstract. A method for producing antifriction wear-resistant coatings for friction surfaces of sliding bearings of submersible pumps using cold gas-dynamic spraying is proposed. The structure of tribotechnical coatings using powders of brass, copper and a mechanical mixture of copper particles with different compounds and metals, including zinc, is investigated. Comparative tests were carried out to assess the tribological properties of the copper alloy and gas-dynamic coatings, which showed the advantage of the latter.

Key words: gas-dynamic copper coatings, copper-zinc coating structure, friction, wear, tribological characteristics.

Аннотация. Исследована структура покрытий триботехнического назначения с использованием механической смеси частиц меди с цинком, получаемых в широком диапазоне температур воздушного потока при сверхвысокоскоростном газодинамическом напылении. Проведены сравнительные испытания по оценке трибологических свойств газодинамических покрытий различного состава и ряда промышленных компактных антифрикционных сплавов, которые показали преимущество газодинамических покрытий состава медь-цинк-корунд. Способ получения антифрикционных износостойких покрытий методом холодного газодинамического напыления может быть рекомендован для подшипников скольжения погружных насосов.

Ключевые слова: газодинамические покрытия меди, структура покрытия медь-цинк, трение, износ, триботехнические характеристики.

Медь и её сплавы (латунь, бронза) широко используются в машиностроении, в частности для изготовления подшипников трения скольжения, так как обладают высокими антифрикционными свойствами. Для получения латуней необходимого состава применяют металлургические процессы с последующей механической и пластической обработкой полуфабрикатов до получения конечных изделий [1,2].

Одним из примеров использования медных сплавов являются упорные подшипники скольжения для валов скважинных погружных насосов, состоящих из пяты и подпятника. Известным недостатком таких подшипников является большое выделение тепла в зоне трения из-за высокой скорости вращения пяты относительно подпятника, что снижает надежность и грузоподъемность таких упорных подшипников скольжения. Применение газодинамических покрытий на основе меди на стальных подложках должно повысить как трибологические свойства узла трения, так и их несущую способность.

Целью настоящей работы являлось исследование процесса формирования структуры и свойств покрытия на основе частиц меди и цинка, нанесенного на подложку из стали методом холодного газодинамического напыления при разной температуре потока воздуха.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки, Соглашение № 075-15-2019-043 от 4 июня 2019 г., проект RFMEFI60717X0191

Материалы, методика, оборудование

Покрытие на подложку из стали 40Х напыляли с использованием газодинамической установки «ДИМЕТ – 404» при скорости перемещения сопла относительно поверхности образца 10 мм/с и расстояния от среза сопла до поверхности 10 мм. Температура потока воздуха составляла 270 °С, 360 °С и 450 °С при напылении механической смеси частиц меди, цинка и корунда (марка С – 01 – 11). Смесь частиц металлов и химического соединения применялась в состоянии поставки и соотношение ингредиентов по массе составляло – Cu: Zn: Al₂O₃ = 35%:35%:30% [3].

Корунд вводился в состав смеси для повышения количества частиц закрепляемых на напыляемой поверхности и их уплотнения.

Фазовый состав покрытий системы Cu-Zn исследовался на многофункциональном рентгеновском дифрактометре Rigaku Ultima IV с использованием Cu_{Kα}-излучения в геометрии параллельного пучка. Количественный анализ проводился с использованием метода Ритвельда, реализованного в пакете программ PDXL (Rigaku).

Рентгенофлуоресцентный анализ осуществлялся на спектрометре RigakuPrimusII с использованием в качестве источника рентгеновского излучения рентгеновской трубки с Rh-анодом, в вакууме и диапазоне элементов от Са до U.

Твёрдость покрытия измерялась методом Виккерса по ГОСТ 2999-75 при нагрузке 490,3 мН и времени выдержки 10 с на твердомере SHIMADZUHMV-2. Исследование проводилось с поверхности покрытия по двум структурным составляющим, имеющим красный (медь) и светлый (цинк) оттенок.

Трибологические исследования проводились на триботестере фирмы CETR модели UMT-3 по схеме линейного контакта «цилиндр-плоскость» при осциллирующем движении контробразца с заданной частотой [4]. Образец вырезался непосредственно из трубы Ø18мм, изготовленной из стали 12X18H10T. На контртело напылялось покрытие на основе механической смеси частиц меди и корунда, а также меди, цинка и корунда при температуре 450 °С. Пластина с напылённым на ней покрытием закреплялась на предметном столике триботестера, который кинематически связан с приводом возвратно-поступательного движения. Испытания проводились в нормальных условиях без смазки, при постоянном виброскоростном режиме: амплитуда A=0,5 мм; частота f=30 Гц, нормальная нагрузка N=10 Н. Длительность испытания 6 часов. В процессе испытаний контролировался коэффициент трения, а после испытаний профилографированием определялась глубина и ширина дорожки трения на исследуемом покрытии, а также осуществлялось измерение профиля кольцевого образца.

Площадь трения S определялась фотометрированием при помощи программы ImageJ по фотографии изношенного участка, сделанной на микроскопе МБС-10 с приставкой для оцифровки изображения. Контактное давление определялось как $q=N/S$ (МПа), где N – действующая нормальная нагрузка (Н), S – площадь пятна контакта (м²).

Путь трения для сопряжённых образцов определялась из выражения $L=4\cdot1,41\cdot Arms\cdot f\cdot t\cdot 10^{-6}$ [км], где Arms – среднеквадратичная амплитуда колебаний (мм), f – частота колебаний (Гц), t – время эксперимента (с) [5].

Линейная интенсивность изнашивания (I) и коэффициент износостойкости (K) рассчитывались традиционным образом, соответственно как $I=h/L$ и $K=I/q$, где h – глубина износа (км), L – путь трения (км), q – контактное давление, МПа.

Результаты исследования

Химический анализ состава покрытия показал существенную зависимость содержания компонентов от температуры напыления. Повышение температуры потока воздуха с 270 °С до 360 °С сопровождалось формированием покрытия, где массовая доля цинка увеличивалась с 8,15% до 22,3%; дальнейшее повышение температуры увеличивала долю цинка до 37,6%. Так как температура частиц до попадания на поверхность при увеличении нагрева потока воздуха изменялась не существенно ($\leq 80^\circ\text{C}$), то повышение

содержания цинка в покрытии обусловлено увеличением энергии частиц и возможностью их дополнительного присоединения к поверхности [6]. Содержание меди в составе покрытия снижалось с 91,7% до 77,5% при повышении температуры потока воздуха с 270 °С до 360 °С; дальнейшее увеличение температуры газа приводило к снижению доли меди в составе покрытия до 62,2%. Если покрытие с выявленным соотношением компонентов переплавить, то в результате получится сплав близкий, по свойствам к латуням марок Л90 (полутомпак), Л80 и Л63 [1,2].

Результаты рентгеноструктурного фазового анализа покрытия, напыленного с минимальной температурой потока воздуха, показали, что в процессе нанесения слоя металла проходили процессы перемещения (диффузии) атомов меди в цинк с формированием интерметаллического соединения $CuZn_3$ (ϵ - фазы), имеющего гексагональную плотноупакованную решётку [2], массовая доля которого составила 5,3%. Твёрдость частиц меди в покрытии составила 103,6 HV; измерить твёрдость частиц цинка не представлялось возможным из-за его незначительного количества (8,15%).

Повышение температуры напыления до 360°C сопровождалось незначительным повышением содержания ϵ -фазы (7,9%) и образованием нового интерметаллического соединения Cu_5Zn_8 (γ фазы), имеющего гранцентрированную кубическую решётку [2], массовая доля которого составляет 17,0%. Твёрдость частиц меди в структуре покрытия не менялась (103,2 HV), а твёрдость продуктов превращения цинка составляла $\approx 178,7$ HV.

Дальнейшее увеличение температуры напыления до 450 °С сопровождалось повышением содержания электронных соединений на базе $CuZn_3$ и Cu_5Zn_8 до 11,2% и 33,0% соответственно. При такой температуре напыления происходило окисление цинка с формированием оксида цинка, массовая доля которого составляет 4,3%. Твёрдость частиц меди менялась незначительно (106,5 HV), как и твёрдость интерметаллических соединений (168,7 HV). Повышение температуры напыления приводила к снижению содержания оксида алюминия (корунда) в покрытии: 5,4%→2,2% из-за увеличения скорости потока, что может оказать положительное влияние на износ поверхности сопряжённой пары (табл. 1).

Исходя из ГОСТа 15557-2004 полученное покрытие, невзирая на наличие интерметаллических фаз, присущих сплавам на основе меди и цинка, нельзя отнести к латуням, так как в нанесённом слое металла присутствовали медь и цинк, массовая доля которых составляла 40,3% и 9,0% соответственно. В таком случае, покрытия, наносимые газодинамическим напылением с использованием механической смеси частиц меди и цинка, целесообразно называть - покрытия типа «латуни».

Результаты испытаний

Покрытие на основе механической смеси частиц меди и цинка имело более высокие триботехнические характеристики по сравнению с покрытием на основе частиц меди (табл.1), наносимых при одних и тех же технологических режимах напыления. Интенсивность изнашивания покрытия типа «латуни» почти в 4 раза ниже, чем покрытие меди в паре с образцом из нержавеющей стали. В тоже время, износ контртела из нержавеющей стали на два порядка меньше в паре с покрытием типа «латуни», чем в паре с покрытием меди.

Табл.1. Результаты исследования триботехнических характеристик покрытия на основе меди и смеси частиц меди и цинка

Параметры оценки	Результаты испытания							
	ГДН покрытие Cu		ГДН покрытие Cu+Zn		Бронза ОЦ555		Латунь Л63	
	Покр. ие - пластин а	Контрте ло - цилиндр	Покр. ие - пластин а	Контрте ло - цилиндр	Сплав - пластин а	Контрте ло - цилиндр	Сплав - пластин а	Контрте ло - цилиндр
h, мкм – износ	166	20	12	$\approx 0,01$	234	15	262	12

μ – коэффициент трения	0,6	0,6	0,88	0,88	0,3	0,3	0,8	0,8
q , МПа – контактное давление	0,6	0,6	5,9	5,9	0,6	0,6	0,6	0,6
$I \cdot 10^{-8}$ – интенсивность изнашивания	3,7	1,5	1,0	$\approx 0,01$	5,2	0,34	5,9	0,27
$K \cdot 10^{-8}$, МПа ⁻¹ – коэффициент износа	6,2	2,5	0,17	$\approx 0,01$	9	1	10	0,5

Выводы

Повышение температуры напыления с 270 °С до 450 °С сопровождалось снижением массовой доли меди с 91,7% до 62,2% и повышением массовой доли цинка с 8,15% до 37,6% в покрытии на основе смеси частиц меди и цинка.

Фазовый анализ покрытия выявил кроме меди, цинка и оксида цинка наличие интерметаллических соединений $CuZn_3$ и Cu_5Zn_8 , массовая доля которых увеличивалась с повышением температуры напыления с 5,3% до 11,2% (ϵ – фаза) и с 17,0% до 33,0% (γ – фаза).

Повышение температуры потока воздуха не оказывала влияния на твёрдость меди (106,5HV \rightarrow 103,6HV) и незначительно снижала твёрдость продуктов превращения цинка (ϵ и γ фазы) с 178,7 HV до 168,7 HV.

Проведенные предварительные исследования трибологических свойств газодинамических покрытий на основе смеси частиц медь-цинк показывают перспективность их применения в подшипниках скольжения, например погружных насосов взамен использующихся из бронзы или латуни.

Работа выполнена при финансовой поддержке Минобрнауки, Соглашение № 075-15-2019-043 от 4 июня 2019 г., проект RFMEFI60717X0191

Литература

1. Иванов В.Н. Словарь-справочник по литейному производству. М.: Машиностроение. 1990. 384 с.
2. Ефремов Б.Н. ЛАТУНИ от фазового строения к структуре и свойствам. М.: ИНФРА-М. 2016. 314 с.
3. Димет. Применение технологии и оборудования. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.dimet-r.narod.ru/> - (Дата обращения 23.11.2018).
4. Б.Я. Сачек, А.М. Мезрин, В.Е. Архипов, А.Ф. Лондарский. Модифицирование поверхностей трибосопряжений напылением металлических покрытий как средство повышения их фреттингостойкости. Трение и износ, 2018, т. 39, №4, с. 24-28
5. Б.Я. Сачек, В.Е. Архипов, А.М. Мезрин, Т.И. Муравьёва, О.О. Щербакова. Металлофизическое исследование кинетики фрикционного массопереноса напылённых мягких металлов антифрикционного назначения. С.409-420. Коллективная монография. Перспективные методы поверхностной обработки деталей машин/М.:ЛЕНАНД, 2019. 448с.
6. Газодинамическое напыление: структура и свойства покрытий/ В.Е. Архипов, А.Ф. Лондарский, Г.В. Москвитин, М.С. Пугачев. М.: КРАСАНД, 2017. 240 с.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И РАСЧЕТНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ
УПРОЧНЕННЫХ ЗОН ПРИ ЛАЗЕРНОЙ ЗАКАЛКЕ СТАЛЕЙ**
*EXPERIMENTAL AND COMPUTATIONAL DETERMINATION OF HARDENED
ZONES DURING LASER HARDENING OF STEELS*

Савин^{1,3} А.П. – магистрант, **Бирюков¹ В.П.** – к.т.н., **Панов² Д.В.** – магистрант,
Принц^{1,3} А.Н. – аспирант, **Петровский² В.Н.** – к.ф-м.н., **Ушаков² Д.В.** – магистрант

¹Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия;

²Национальный исследовательский ядерный институт «МИФИ», Москва, Россия

³Российский университет транспорта РУТ (МИИТ)

laser-52@yandex.ru

Abstract. Experiments in defocus of beam rectangular-shaped fiber laser in the range of 30-65 mm. Using a full factorial experiment, we constructed the surface to depth and width of the zone of hardening through varying the speed of the beam in the range of 15-20 mm/s, power 3-4 kW. Comparative wear tests have shown that laser hardening with a rectangular spot reduces the number of tempering zones and increases the wear resistance of 40Cr steel by 25-35% compared to hardening with a round spot.

Key words: laser hardening, mathematical modeling, microhardness, wear resistance

Аннотация. Проведены эксперименты по дефокусировке луча прямоугольной формы волоконного лазера в пределах 30-65 мм. С помощью полного факторного эксперимента построены поверхности для глубины и ширины зон закалки при варьировании скорости перемещения луча в пределах 15-20 мм/с, мощности 3-4 кВт. Сравнительные испытания на износ показали, что лазерное упрочнение прямоугольным пятном сокращает число зон отпуска и повышает износостойкость стали 40X на 25-35% по сравнению с упрочнением круглым пятном.

Ключевые слова: лазерное упрочнение, математическое моделирование, микротвердость, износостойкость

Введение

Лазерная термообработка поверхности стали Ск45 создает микроструктуру с 91,7% игольчатого мартенсита и 8,3% остаточного аустенита [1]. При этом, твердость мартенсита достигает до 8600 МПа, а остаточного аустенита 4100-5900 МПа. Испытания на износ выполняли по схеме диск – палец при нагрузке 30 Н и скорости перемещения 7, 9,9 и 14,9 мм/с. Твердость диска составляла 3870 МПа. Продолжительность каждого испытания была 10 минут. Износостойкость образцов, закаленных лазером, в два раза выше чем исходной стали.

Эксперименты по лазерной закалке проводили с использованием волоконного лазера YLR-5000-S с мощностью излучения до 5000 Вт, с транспортным волокном в оптической головке 200 мкм и фокусом коллимирующей линзы 150 мм [2]. Образцы упрочняли при мощности излучения 1895 Вт, дефокусировке луча 80 мм при плотности мощности 12865 Вт/см². Скорость перемещения луча составляла 8 мм/с. Изучали стальные образцы с различным содержанием углерода, % от 0,21 (AISI 4820) до 0,96 (AISI 5210). По результатам металлографических исследований установлено, что микротвердость образцов соответствовала содержанию углерода и составила 5070 и 8140 МПа соответственно.

Лазерное упрочнение углеродистой стали AISI 4130 проводилось при помощи диодного лазера высокой мощности с использованием методологии расчёта на основе поверхности отклика [3]. В качестве входных технологических параметров рассматривалась скорость сканирования поверхности 4-7 мм/с, мощность лазера 1200-

1600 Вт и положение фокальной плоскости относительно поверхности образца или дефокусировка 0-20 мм. Размер лазерного пятна в фокальной плоскости составлял $1,5 \times 8$ мм. При проведении оптимизации режимов лазерного упрочнения стали AISI 4130 установлено, что скорость сканирования $V = 4,5$ мм/с, мощность лазера $P = 1500$ Вт, положение фокальной плоскости $F = 62$ мм, при этих параметрах плотность мощности составляет 83 Вт/мм². При оптимальных режимах обработки твердость повышается до 7970 МПа, и в 3 раза превышает твердость основного металла 2660 МПа при глубине $1,3$ мм и ширине $9,9$ мм упрочненной зоны. Установлено, что лазерная закалка с перекрытием дорожек 50% имеет более однородную твердость поверхности образца, чем при перекрытии дорожек 30% . Лазерное упрочнение поверхности углеродистой стали AISI 4130 приводит к изменению исходных фаз основного металла на мартенситную фазу. Выявлено, что меньшее процентное содержание феррита в фазах микроструктуры способствует повышению твердости. Изменение положения головки от фокальной плоскости в пределах 20 мм приводит к изменению средней микротвердости в пределах от 7000 до 3000 МПа, что негативно скажется при обработке фасонных поверхностей, имеющих значительное отклонение от горизонтальной плоскости.

Материалы и методы исследования

Лазерное упрочнение образцов стали 40X с размерами $15 \times 20 \times 70$ мм выполнялось с помощью лазерного комплекса на основе волоконного лазера LC10, с диаметром транспортного волокна 200 мкм, оснащенного оптическим формирователем для получения лазерного пятна в фокальной плоскости $10,8 \times 1,2$ мм. Обработку выполняли при мощности излучения лазера 3000 и 4000 Вт, скорости перемещения луча 15 и 20 мм/с, дефокусировке луча в пределах $30 - 65$ мм. Металлографические исследования проводили с использованием микротвердомера ПМТ-3 при нагрузке $0,98$ Н, цифрового микроскопа AM413ML, металлографического микроскопа Альтами МЕТ 1С. Испытания на износ проводили на машине трения МТУ-01 по схеме плоскость (сталь 40X с лазерным упрочнением) - кольцо (сталь 40X, HRC 47-53). В качестве смазочного материала использовалось масло ТП 22С. Удельное давление составляло 2 МПа, скорость скольжения $1,58$ м/с.

С помощью метода полного факторного эксперимента (ПФЭ) определяли влияние режимов обработки на параметры упрочненных дорожек [4]. В качестве факторов эксперимента были выбраны мощность излучения P , Вт, скорость обработки V , мм/с, и дефокусировка луча Z , мм. Для построения математических моделей в качестве откликов системы рассматривались глубина H и ширина B зон лазерной закалки. По окончании экспериментов изготавливались шлифы по стандартной методике и производились трехкратные измерения глубины и ширины закаленных зон. В расчете определялись все возможные взаимодействия факторов. Поскольку выполнялся ПФЭ 2^3 , количество экспериментов составило 8 для каждой серии.

Уравнение регрессии имеет вид [4]:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{13}x_1x_3 + b_{12}x_1x_2 + b_{23}x_2x_3 + b_{123}x_1x_2x_3 \quad (1)$$

где:

y – отклик системы;

x_i - уровни факторов;

b – коэффициенты уравнения регрессии.

Результаты исследований и их обсуждение

По результатам металлографических исследований упрочненных зон в первой серии экспериментов построены графики зависимости глубины и ширины зон закалки от изменения расстояния до фокальной плоскости Z при погонной энергии луча 200 Дж/мм на рис. 1 (а, б). Глубина и ширина зон закалки изменяется практически линейно в интервале $50-65$ мм, и поэтому этот участок можно описать уравнениями регрессии

первого порядка [4].

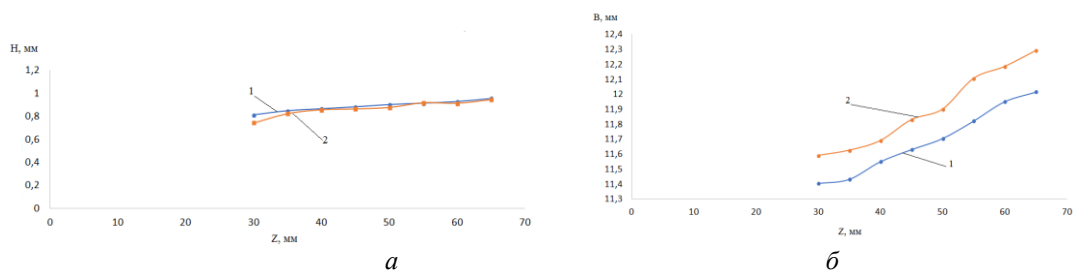


Рис. 1. Зависимость глубины (а) и ширины (б) зон лазерной закалки стали 40Х от дефокусировки пучка: 1 - $V = 15 \text{ мм/с}$, $P = 3000 \text{ Вт}$; кривая; 2 - $V = 20 \text{ мм/с}$, $P = 4000 \text{ Вт}$

По результатам металлографии во второй серии экспериментов получены уравнения регрессии при дефокусировке луча 50 – 65 мм. Глубина зон упрочнения:

$$H = 0,901125 + 0,134625x_1 - 0,084875x_2 - 0,048125x_3 - 0,064625x_1x_2 - 0,064625x_1x_3 + 0,028375x_2x_3 - 0,028125x_1x_2x_3 \quad (2)$$

Ширина зон упрочнения:

$$B = 12,06425 + 0,43x_1 - 0,31125x_2 - 0,3095x_3 - 0,087x_1x_2 - 0,10875x_1x_3 + 0,0885x_2x_3 + 0,13375x_1x_2x_3 \quad (3)$$

По уравнениям регрессии (2) и (3) проведены расчеты, которые сопоставлены с результатами эксперимента. Расчетные значения отличаются от фактических значений глубины и ширины зон закалки не более чем на 4,2%.

Полученные регрессионные модели зависимостей типа $H(P, V)$, $B(P, V)$ введены в табличный редактор MsExcel и построены сравнительные поверхности для этих функций (рис. 2) при дефокусировке лазерного пятна прямоугольной формы 50 и 65 мм.

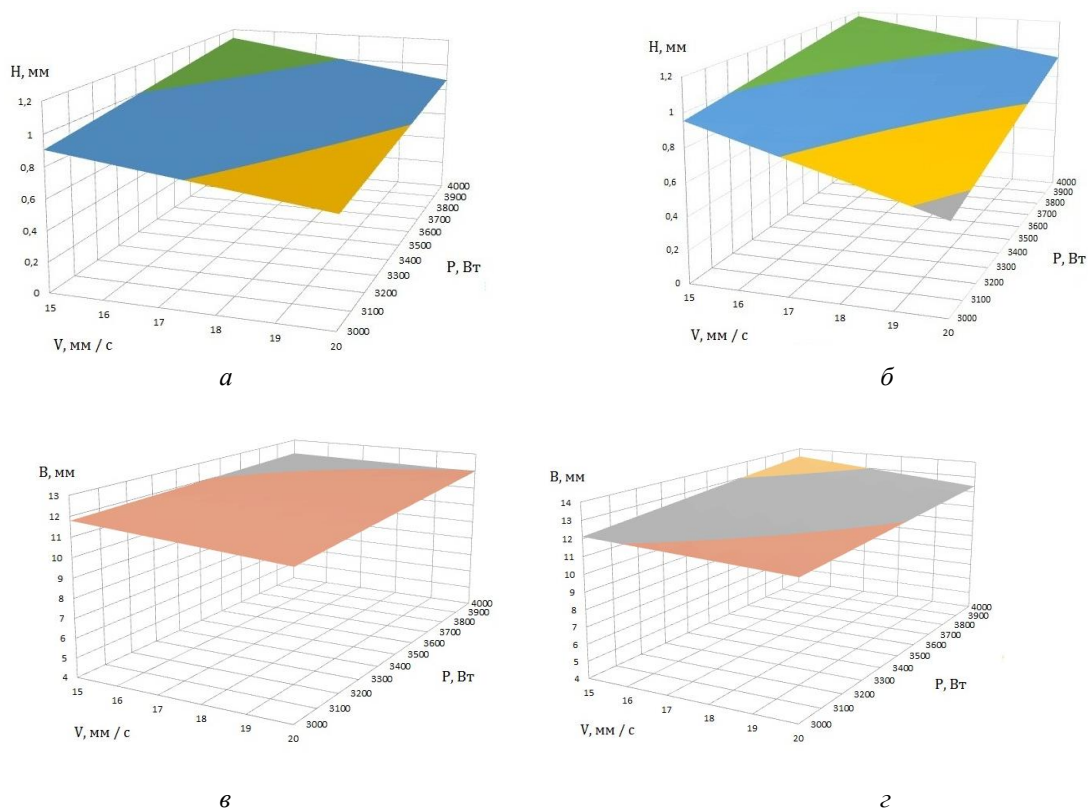


Рис. 2. Зависимость глубины (а, б) и ширины (в, г) зон лазерной закалки от дефокусировки луча, скорости и мощности обработки: а и в - $Z = 50 \text{ мм}$, б и г - $Z = 65 \text{ мм}$

Преобладающее влияние на геометрические параметры зон закалки имеет мощность излучения (рис. 2 а и б). С увеличением мощности растут ширина и глубина зон закалки. С ростом скорости перемещения глубина и ширина закаленных зон уменьшается. С увеличением дефокусировки лазерного излучения глубина и ширина упрочненных зон возрастает.

Микротвердость упрочненных зон изменялась в пределах 6780 – 8560 МПа в зависимости от режимов обработки. Сравнительные испытания на износостойкость образцов показали, что образцы, упрочненные прямоугольным пятном, имеют одну зону отпуска, в то же время, закаленные расфокусированным лучом, две зоны отпуска и их износостойкость на 25-35% выше в зависимости от режимов обработки.

Разработанная технология лазерного упрочнения с глубиной слоя 1,2-1,35 мм и шириной 12-13,5 мм может быть использована при обработке ряда деталей за один проход. К ним относятся зубчатые колеса с модулем 3-5 мм, шлицевые и шпоночные соединения, размеры поверхностей трения которых, не превышают 12 мм. Кроме того, эта технология позволяет с большей производительностью обрабатывать рабочие поверхности тел вращения (валов, осей), плоских и фасонных поверхностей по сравнению с лазерной закалкой круглым расфокусированным лучом на тех же режимах.

Выводы

1. Получены линейные уравнения регрессии при дефокусировке луча 50-65 мм, позволяющие рассчитать глубину и ширину зон закалки с погрешностью не более 4,2%.
2. Построены поверхности отклика системы, показывающие закономерность изменения параметров закаленных зон от режимов обработки.
3. Износостойкость образцов, упрочненных прямоугольным лазерным пятном на 25-35% выше, чем износостойкость образцов закаленных круглым расфокусированным лучом в зависимости от режимов обработки.

Литература

1. Adel K. M. Enhancement of Dry Sliding Wear Characteristics of CK45 Steel Alloy by Laser Surface Hardening Processing // *Procedia Materials Science*. 2014. V.6. p. 1639 – 1643. DOI: 10.1016/j.mspro.2014.07.148
2. Qiu F., Uusitalo J. , Kujanpaa V. Laser transformation hardening of carbon steel: microhardness analysis on microstructural phases // *Surface Engineering* 2013. V. 29. No 1. p. 34-40. DOI 10.1179/1743294412Y.0000000049
3. Moradi M., Karami Moghadam M. High power diode laser surface hardening of AISI 4130; statistical modelling and optimization // *Optics and Laser Technology* 111 (2019) 554–5702.
4. Евдокимов Ю.А., Колесников В.И., Тетерин А.И. Планирование и анализ экспериментов при решении задач трения и износа. М: Наука. 1980. 226 с.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ИНДЕНТОРА НА КОНТАКТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ С ВЯЗКОУПРУГИМ ОСНОВАНИЕМ¹

THE INFLUENCE OF THE INDENTER SHAPE ON THE CONTACT CHARACTERISTICS OF THE INTERACTION WITH VISCOELASTIC BASE

Яковенко А.А – аспирант, м.н.с.

Институт проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН

anastasiya.yakovenko@phystech.edu

Abstract. The indentation of a rigid axisymmetric indenter into a viscoelastic half-space at a constant velocity is considered. It is assumed that there are no frictional forces between the bodies. The indenter is a paraboloid, the shape of the contact surface of which is described by the power function of the radius. The Volterra method and the Galin solution of a similar problem for an elastic half-space are used for solving. The influence of the indenter surface shape and the velocity of its indentation into the base on the contact characteristics (time pressure distribution, the load dependence on the indentation depth, etc.) is analyzed.

Key words: axisymmetric problem, the Volterra method, viscoelasticity.

Аннотация. Рассмотрено внедрение с постоянной скоростью жесткого осесимметричного индентора в вязкоупругое полупространство. Предполагается, что между телами нет сил трения. Индентор взят в виде параболоида, форма контактирующей поверхности которого описывается степенной функцией радиуса. Для решения используется метод Вольтерра и решение Галина аналогичной задачи для упругого полупространства. При этом анализируется влияние формы поверхности индентора и скорости его внедрения в основание на контактные характеристики (распределение давления в разные моменты времени, зависимость нагрузки от величины внедрения штампа и т.д.).

Ключевые слова: осесимметричная задача, метод Вольтерра, вязкоупругость.

В медицине одним из методов диагностики заболеваний является пальпация. При этом, основываясь на внутренних ощущениях и опыте, врач может оценить состояние исследуемой ткани. Однако информация, полученная таким путем, полностью зависит от компетенции специалиста, поэтому для повышения точности, а также в случаях, когда участок ткани труднодоступен, возможно применение специализированного оборудования [1]. В настоящее время для исследования свойств мягких тканей используют метод индентирования. Сам индентор может иметь различную форму, в том числе и параболическую. Формы контактной поверхности индентора и скорость его внедрения влияют на величину возникающих в мягких тканях напряжений. Поэтому при проведении эксперимента выбор формы рабочего тела может сыграть существенную роль.

Для описания поведения биологических тканей при их нагружении используются различные модели в зависимости от скорости внедрения инструмента в ткань. При достаточно больших скоростях, когда необходим учет реологических свойств ткани, применяются вязкоупругие модели. Задача об индентировании вязкоупругого полупространства сферическим телом впервые была сформулирована в общем виде в работах [2,3,4], где площадь контакта увеличивается в процессе индентирования. Так, например, в работе [5] рассмотрено внедрение сферического индентора в вязкоупругий слой в рамках линейной теории вязкоупругости с использованием одномерной модели. В данной работе рассматривается внедрение осесимметричного индентора в вязкоупругое полупространство с использованием экспоненциального ядра релаксации с целью

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-58-52004

исследования влияния формы инструмента на зависимость величины прикладываемой нагрузки от глубины внедрения в мягкую ткань.

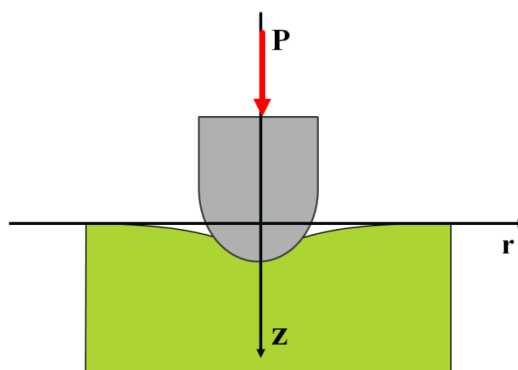


Рис.1 Схема контактного взаимодействия

Рассматривается внедрение гладкого штампа в форме параболоида в вязкоупругое полупространства с постоянной скоростью V (рис.1). Для решения осесимметричной контактной задачи применяется принцип Вольтерра на основе решения для упругого случая, полученное Галиным, для штампа, являющегося телом вращения. А именно, он рассмотрел внедрение в упругое полупространство штампа с уравнением поверхности $z = f(r)$, причем $f(0) = 0$, под действием силы P , при которой радиус площадки контакта равен a . Силы трения между телами отсутствуют, давление под штампом всюду ограничено. Выражения для силы и величины внедрения δ будут следующими

$$P = \frac{2E}{1-\nu^2} \int_0^a \Delta f(r_1) r_1 \sqrt{a^2 - r_1^2} dr_1 \quad \text{и} \quad \delta = \int_0^a \Delta f(r_1) r_1 \text{Arth} \left(\sqrt{1 - \left(\frac{r_1}{a}\right)^2} \right) dr_1, \quad (1)$$

где E и ν - модуль Юнга и коэффициент Пуассона основания. Для штампа в виде параболоида с уравнением $z = Ar^n$ в [6] получены следующие соотношения в конечном виде для нагрузки и внедрения, а также их связь

$$P = \frac{2E}{1-\nu^2} A a^{n+1} 2^{n-1} \frac{n^2}{n+1} \frac{\Gamma^2(n/2)}{\Gamma(n)} \quad \text{и} \quad \delta = A a^n 2^{n-2} n \frac{\Gamma^2(n/2)}{\Gamma(n)}, \quad (2)$$

$$P = \frac{E}{1-\nu^2} \kappa(n) A^{\frac{1}{n}} \delta^{\frac{n+1}{n}}, \quad (3)$$

где $\kappa(n) = 2^{\frac{2}{n}} \frac{n^{\frac{n-1}{n}}}{n+1} \Gamma^{\frac{1}{n}}(n) \Gamma^{-\frac{2}{n}}\left(\frac{n}{2}\right)$, а $\Gamma(\lambda)$ - гамма-функция. Формулы (1,2 и 3)

справедливы только для случая, когда давление под поверхностью штампа всюду ограничено, то есть угловые точки не вступают в контакт с основанием. В противном случае давление на краях будет не ограничено и решение ищется в виде суммы двух решений.

Пусть теперь индентор внедряется в основание с постоянной скоростью. Тогда $\delta = Vt$. Перейдем к вязкоупругому случаю, используя принцип Вольтерра. Для этого, считая коэффициент Пуассона постоянным, заменяем модуль Юнга в (3) интегральным оператором [7]. Получаем для нагрузки

$$P(t) = \frac{E}{1-\nu^2} \kappa(n) A^{\frac{1}{n}} V^{\frac{n+1}{n}} \left(t^{\frac{n+1}{n}} - \int_0^t R(t-\tau) \tau^{\frac{n+1}{n}} d\tau \right), \quad (4)$$

где $R(t)$ - ядро релаксации (выбирается в зависимости от механических свойств вязкоупругого материала). Связь радиуса области контакта с величиной внедрения не зависит от упругих постоянных, следовательно, для вязкоупругого случая она будет аналогичной, то есть как (2).

Рассмотрим экспоненциальный вид ядра релаксации $R(t) = \lambda \exp(-\beta t)$, где λ и β – некоторые постоянные, характеризующие вязкоупругую модель [8]. Величины $1/\lambda$ и $1/\beta$ имеют размерность времени. Также они должны удовлетворять условиям: $0 \leq \lambda < \beta$ и $\beta > 0$. Подставляя выражение для ядра релаксации в формулу (4), получим выражения для нагрузки

$$P(t) = \frac{E}{1-\nu^2} \kappa(n) A^{\frac{1}{n}} V^{\frac{n+1}{n}} \left(t^{\frac{n+1}{n}} - \lambda \int_0^t e^{-\beta(t-\tau)} \tau^{\frac{n+1}{n}} d\tau \right). \quad (5)$$

Введем безразмерные величины $\tilde{P} = \frac{P}{E^* D^2}$, $\tilde{t} = \beta t$, $\tilde{r} = \frac{r}{D}$, $\tilde{\lambda} = \frac{\lambda}{\beta}$, где $E^* = \frac{E}{1-\nu^2}$, $D = A^{\frac{1}{n-1}}$. Тогда для величины нагрузки в безразмерном виде можно записать

$$\tilde{P}(\tilde{t}) = \kappa(n) \tilde{V}^{\frac{n+1}{n}} \left(\tilde{t}^{\frac{n+1}{n}} - \tilde{\lambda} \int_0^{\tilde{t}} e^{-(\tilde{t}-\tau)} \tau^{\frac{n+1}{n}} d\tau \right). \quad (6)$$

Найдем решение интеграла $I = \int_0^{\tilde{t}} e^{-(\tilde{t}-\tau)} \tau^{\frac{n+1}{n}} d\tau$ из формулы (6). Интегрируя по частям и

используя значение интеграла $\int_0^u x^{\nu-1} e^{-\mu x} dx = \mu^{-\nu} \gamma(\nu, \mu u)$, $\text{Re } \nu > 0$, где $\gamma(a, z) = \int_0^z e^{-t} t^{a-1} dz$ -

неполная гамма-функция [9], окончательно для нагрузки получим

$$\tilde{P}(\tilde{t}) = \kappa(n) \tilde{V}^{\frac{n+1}{n}} \left(\tilde{t}^{\frac{n+1}{n}} (1 - \tilde{\lambda}) + \tilde{\lambda} e^{-\tilde{t}} \frac{n+1}{n} (-1)^{\frac{1}{n}} \left(\Gamma\left(\frac{n+1}{n}\right) - \Gamma\left(\frac{n+1}{n}, -\tilde{t}\right) \right) \right). \quad (7)$$

Рассмотрим инденторы, у которых $n=2$, $n=3$ и $n=4$. Для этих профилей построены графики зависимости прикладываемой к индентору нагрузки \tilde{P} от величины внедрения $\tilde{\delta}$. Для анализа влияния скорости внедрения инденторов и механических свойств основания на полученные зависимости рассматривались также разные скорости \tilde{V} (рис.2,а) и разные коэффициенты $\tilde{\lambda}$ (рис.2,б). Видно, что с увеличением n возрастает жесткость, то есть отношение нагрузки к величине внедрения. Жесткость также возрастает при увеличении скорости внедрения и с уменьшением коэффициента $\tilde{\lambda}$, характеризующего вязкоупругие свойства основания.

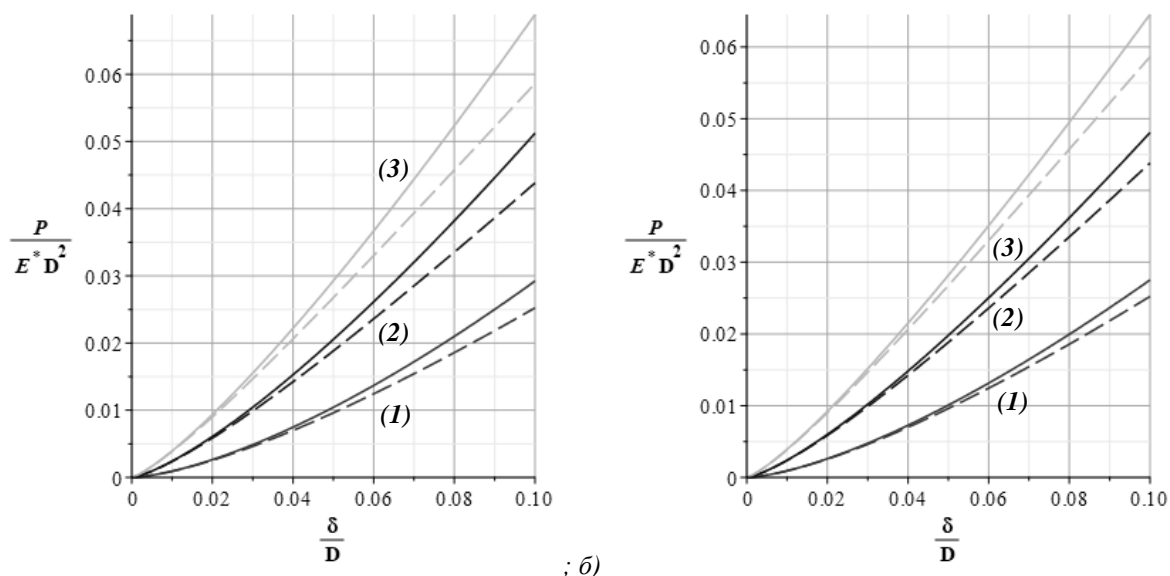


Рис.2 Зависимость нагрузки от внедрения для $n=2$ (1), $n=3$ (2) и $n=4$ (3) при а) $\lambda/\beta=1/2$ и $V/\beta D=1$ (сплошная линия), $V/\beta D=0.1$ (пунктирная линия); б) $V/\beta D=0.1$ и $\lambda/\beta=1/4$ (сплошная линия), $\lambda/\beta=1/2$ (пунктирная линия)

Таким образом, в работе проанализировано влияние формы индентора на зависимость нагрузки, прикладываемой к индентору на глубину внедрения в основание. Показано, что с увеличением показателя степени функции, описывающей форму контактной поверхности индентора, величина жесткости увеличивается. Также при этом увеличивается разница в рассматриваемых характеристиках при изменении скорости внедрения и вязкоупругих свойств основания. Это позволяет подобрать оптимальную форму индентора для проведения экспериментов по исследованию свойств мягких тканей.

Учет реологических свойств основания позволяет использовать эту модель не только при различных исследованиях биологических тканей, но и при обработке результатов индентирования полимерных материалов.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-58-52004

Литература

1. Садовничий В.А. Горячева И.Г. и др. Применение методов механики контактных взаимодействий при диагностике патологических состояний мягких биологических тканей. – М.: Изд-во Моск. ун-та, 2009. – 306 с.
2. Lee E.H., Radok J.R.M. The contact problem for viscoelastic bodies // J. Appl. Mech., vol. 27, 1960. – Pp. 438–444.
3. Hunter, S.C. The Hertz problem for a rigid spherical indenter and a viscoelastic half-space // J. Mech. Phys. Solids, vol. 8, 1960. – Pp. 219–234.
4. Graham G.A.C. The contact problem in the linear theory of viscoelasticity // Int. J. Eng. Sci., vol. 3, 1965. – Pp. 27–46.
5. Любичева А.Н. Аналитическое решение осесимметричной контактной задачи для вязкоупругого основания в цикле возрастания и убывания нагрузки на индентор // Трение и износ, т. 38, № 2, 2017. – С. 129–135.
6. Галин Л.А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости. – М.: Наука, 1980. – 304 с.
7. Работнов Ю. Н. Ползучесть элементов конструкций. – М.: Наука, 1966. – 752 с.
8. Адамов А.А., Матвеев В.П., Труфанов Н.А., Шардаков И.Н. Методы прикладной вязкоупругости. – Екатеринбург: УрО РАН, 2003. – 411 с.
9. Градштейн И.С., Рыжик И.М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. 4-е издание. – М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит-ры, 1963. – 1108 с.

Секция № 4

ВИБРАЦИОННЫЕ И
КОЛЕБАТЕЛЬНЫЕ ПРОЦЕССЫ И
СИСТЕМЫ

НЕКОТОРЫЕ ПРИМЕНЕНИЯ ДРОБНОГО ИСЧИСЛЕНИЯ*SOME APPLICATIONS OF FRACTIONAL CALCULATION*Алероева¹ Х.Т. – начальник отдела ИР ДИСиТ, Алероев² Т.С. – д.ф.-м.н., профессор¹Московский технический университет связи и информатики²Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет

k.t.aleroeva@mtuci.ru, aleroev@mail.ru

Abstract. The present paper investigates a second-order differential equation with a fractional derivative in the lower term, in which the order of the fractional derivative is in the range from zero to two and is not known in advance. This model is used to describe oscillatory processes in a viscous medium. A fundamentally new method has been developed for the approximate solution of the first boundary-value problem for the equation of string vibration taking into account friction in a medium with fractal geometry.

Key words: fractional derivative, oscillatory properties, polymerbeton, eigenvalue.

Аннотация. В работе исследуется дифференциальное уравнение второго порядка с дробной производной в младшем члене и заранее неизвестен. Данная модель используется для описания колебательных процессов в вязкой среде. Разработан принципиально новый метод для приближенного решения первой краевой задачи для уравнения колебания струны с учетом трения в среде с фрактальной геометрией.

Ключевые слова: дробная производная, осцилляционные свойства, полимербетон, собственное значение.

В последнее время дробное исчисление находится в центре внимания многих исследователей в области науки и техники. В этой связи следует упомянуть работу [1], которая является уникальным всесторонним обзором по дробному исчислению и его применению с авторитетным вкладом ведущих мировых экспертов. Прежде всего отметим, что дробные производные по пространству могут быть использованы для моделирования аномальных диффузий или дисперсий, а дробные производные по времени - для моделирования некоторых процессов с "памятью". Особо следует остановиться на уравнении вида

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + C_0 D_{0t}^\alpha u + C_1 D_{0x}^\beta u + F$$

которое, в частности, применяется для описания колебания струны с учетом трения в среде с фрактальной геометрией. В данной работе это уравнение применяется при моделировании изменения деформационно-прочностных характеристик полимербетона при нагружении.

Итак, в области $D = \{0 < x < 1, 0 < t < 1\}$ исследуется первая краевая задача для уравнения колебания струны с дробной производной порядка α по пространственной переменной

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + C_1 D_{0x}^\alpha u + C_0 D_{0t}^\beta u, \quad 0 < \alpha, \beta < 2, \quad (1)$$

$$u(0, t) = u(1, t) = 0, \quad (2)$$

$$u(x, 0) = \varphi(x), \quad (3)$$

$$u'_t(x,0) = \psi(x). \quad (4)$$

Здесь, $0 < \alpha < 2$, c - некоторая постоянная, $D_{0x}^\alpha u$ - дробная производная Римана-Лиувилля порядка α . Дробная производная порядка α от функции $f(x)$ в точке x ($0 \leq m-1 < \alpha < m$, $m \in N$) определяется формулой

$$D^\alpha f(x) = \frac{d^m}{dx^m} \left(\frac{1}{\Gamma(m-\alpha)} \int_a^x \frac{f(\tau) d\tau}{(x-\tau)^{\alpha+1-m}} \right).$$

Полученные результаты применяются [1, 2, см. указанную там литературу] при моделировании изменения деформационно-прочностных характеристик полимербетона при нагружении. Решение задачи (1)-(2)-(3)-(4) будем искать методом Фурье

$$u(x,t) = X(x)T(t). \quad (5)$$

Подставим (5) в уравнение (1), тогда для неизвестной функции $X(x)$ получим двухточечную задачу Дирихле

$$X''(x) + C_1 D_{0x}^\alpha X = \lambda X(x), \quad (6)$$

$$X(0) = X(1) = 0. \quad (7)$$

Решение задачи (6)-(7) выписано в работах [1, 2, см. указанную там литературу]. В частности, там показано, что число λ является собственным значением задачи (6)-(7), тогда и только тогда когда λ является нулем функции

$$\omega(\lambda) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda^{n-k} (-C_1)^k}{\Gamma(2n - k\beta + 2)},$$

а соответствующие собственные функции $X_j(x)$ имеют вид

$$X_j(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_j^{n-k} (-C_1)^k}{\Gamma(2n - k\beta + 2)} x^{2n+1-k\alpha}, \quad j=1,2,3,\dots \quad (8)$$

(здесь λ_j - j -ое собственное число задачи (6)-(7)). Система собственных функций (8) является полной [1, 2, см. указанную там литературу] но не ортогональной, поэтому строится система

$$\tilde{X}_j(x) = (1-x) - \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_j^{n-k} (-C_1)^k}{\Gamma(2n - k\beta + 2)} x^{2n+1-k\alpha}, \quad j=1,2,3,\dots \quad (9)$$

биортогональная к системе собственных функций

$$X_j(x) = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_j^{n-k} (-C_1)^k}{\Gamma(2n - k\beta + 2)} x^{2n+1-k\alpha}, \quad j=1,2,3,\dots$$

Далее, находим общее решение уравнения

$$T(t) + c_0 D_{0t}^\beta T(t) = \lambda T(t).$$

Как и в случае с уравнением (6), имеем

$$T_m(t) = A_m \left(t + \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_m^{n-k} (-c_0)^k}{\Gamma(2n - k\alpha + 2)} x^{2n+1-k\alpha} \right) + B_m \left(1 + \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_m^{n-k} (-c_0)^k}{\Gamma(2n - k\alpha + 1)} x^{2n-k\alpha} \right).$$

Введем обозначения

$$Z_m(t) = \left(t + \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_m^{n-k} (-c_0)^k}{\Gamma(2n - k\alpha + 2)} x^{2n+1-k\alpha} \right), \quad \tilde{Z}_m(t) = \left(1 + \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_m^{n-k} (-c_0)^k}{\Gamma(2n - k\alpha + 1)} x^{2n-k\alpha} \right).$$

Тогда решение задачи (1)-(2)-(3)-(4) выписывается стандартным образом

$$u(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} T_m(t) X_m(x) = \sum_{m=1}^{\infty} [A_m Z_m(t) + B_m \tilde{Z}_m(t)] X_m, \quad (10)$$

положив в последнем выражении $t = 0$, получим

$$\varphi(x) = \sum_{m=1}^{\infty} B_m \tilde{Z}_m(0) Z(0) X_m(x), \quad (11)$$

отсюда $B_m = \frac{1}{\tilde{Z}_m(0)(\varphi(x), \tilde{X}_m(x))(X_m(x), \tilde{X}_m(x))}$. Чтобы найти A_m продифференцируем обе

части (12) по t и положим $t = 0$ получим $\sum_{m=1}^{\infty} [A_m Z'_m(0) + B_m \tilde{Z}'_m(0)] X_m(x) = \psi(x)$, отсюда $[A_m Z'_m(0) + B_m \tilde{Z}'_m(0)] (X_m(x), \tilde{X}_m(x)) = (\psi(x), \tilde{X}_m(x))$. И наконец имеем,

$$A_m = \frac{1}{Z'_m(0)} \left[\frac{1}{(X_m(x), \tilde{X}_m(x))} - B_m \tilde{Z}'_m(0) \right]$$

что позволяет выписать решение задачи (1)-(2)-(3)-(4) в виде (10).

В работах одного из авторов уравнение (6) было использовано для моделирования деформационно-прочностных характеристик полимербетона. Основной проблемой при использовании моделей, основанных на производных дробного порядка, является проблема идентификации параметров этой модели, особенно порядка дробной производной. В целях апробации полученных результатов использовались экспериментальные данные, представленные в работе [2]. Сопоставив экспериментальные данные [2] с расчетными (в случае $\alpha = 1.47$) был сделан вывод об адекватности построенной модели. В данной работе рассматриваются только поперечные колебания, все движения происходят в одной плоскости и гранула движется перпендикулярно оси Ox . Тогда для моделирования изменения деформационно-прочностных характеристик полимербетона при нагружении имеем следующую первую краевую задачу ($u(x, t)$ - смещение гранулы с абсциссой x в момент времени t)

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + C_0 D_{0x}^\beta u + C_1 D_{0t}^{1.47} u, \quad 0 < \alpha, \beta < 2, \quad (12)$$

$$u(0, t) = u(1, t) = 0, \quad (13)$$

$$u(x, 0) = \varphi(x), \quad (14)$$

$$u'_t(x, 0) = \psi(x), \quad (15)$$

решение которой по формуле (10) имеет вид

$$u(x, t) = \sum_{m=1}^{\infty} [A_m Z_m(t) + B_m \tilde{Z}_m(t)],$$

где

$$\{X_j(x)\}_{j=1}^{\infty} = \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_j^{n-k} (-C_1)^k}{\Gamma(2n - k\beta + 2)} x^{2n+1-1,47k},$$

$$\{\tilde{X}_j(x)\}_{j=1}^{\infty} = (1-x) - \sum_{n=0}^{\infty} \sum_{k=0}^n \frac{C_n^k \lambda_j^{n-k} (-C_1)^k}{\Gamma(2n - k\beta + 2)} (1-x)^{2n+1-1,47k}.$$

Найдем собственные числа λ_j численно с помощью высокоуровневого языка технических расчетов MATLAB взяв $\alpha = 1,47$, $C_1 = 1,8$ (согласно [19]). Собственные значения представлены в таблице 1:

Табл.1

λ_j	λ_j	λ_j	λ_j	λ_j
16,6	59,4	125,0	213,4	323,4

Тогда, приближенное решение задачи (12)-(13)-(14)-(15) примет вид

$$u(x, t) = \sum_{m=1}^5 [A_m Z_m(t) + B_m \tilde{Z}_m(t)]. \quad (16)$$

Формула (16) позволяет выписать решение задачи (15)-(16)-(17)-(18) если функции $\varphi(x)$ и $\psi(x)$ непрерывно дифференцируемы. И наконец, осталось определить параметр β . Этот параметр опять можно определить по методике, разработанной в работах [1, 2, см. указанную там литературу] так как параметр α уже определен.

Литература

1. Temirkhan Aleroev, Hedi Aleroeva (2019). Problems of Sturm–Liouville type for differential equations with fractional derivatives. In Anatoly Kochubei, Yuri Luchko (Eds.), Fractional Differential Equations (pp. 21–46). Berlin, Boston: De Gruyter. <https://doi.org/10.1515/9783110571660-002> Book DOI: <https://doi.org/10.1515/9783110571660> Online ISBN: 9783110571660, 2019 Walter de Gruyter GmbH, Berlin/Munich/Boston
2. Aleroev T, Erokhin S, Kekharsaeva E. Modeling of deformation-strength characteristics of polymer concrete using fractional calculus // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. 365, 032004, 2018 г.
3. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/365/3/032004>.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ ПО ЩЕКЕ ВИБРАЦИОННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ¹

STUDY OF THE DISTRIBUTION OF THE TECHNOLOGICAL LOAD OVER THE JAW OF THE VIBRATORY JAW CRUSHER

Альтшуль^{1,2} Г.М. – студент, младший научный сотрудник, Гуськов^{1,2} А.М. – доктор технических наук, профессор, Долгов¹ М.А. – аспирант, Пановко¹ Г.Я. – доктор технических наук, профессор

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук, Москва, Россия

²Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

grigoryatlshyl@gmail.com

Abstract. Vibratory jaw crushers are modern machines for grinding and rock crushing. Single jaw of vibratory jaw crusher is considered in this paper. Phenomenological model of interaction of the jaw and rock is proposed. Two options for considering the power of an unbalanced drive are considered. In the first, an unbalanced vibrator has a constant angular velocity relative to the bed. In the second, the electromechanical characteristics of the electric motor, which drives the unbalanced vibrator, are taken into account. The impact of crushed material on the vibrational modes of the jaw and the rotation characteristics of the vibrator for each of the vibration excitation variants is considered. The distribution of the technological load obtained based on this model over the jaw is shown

Key words: Vibratory jaw crusher, Crushing, Grinding, Rock processing, Phenomenological model, Dynamics.

Аннотация. Для измельчения и переработки горной породы в настоящее время широко используются вибрационные щековые дробилки. Предлагается феноменологическая модель взаимодействия щеки однощековой дробилки и обрабатываемой породы. Рассматривается два варианта учета мощности дебалансного привода. В первом, дебалансный вибратор обладает постоянной, относительно станины, угловой скоростью. Во втором, учитываются электромеханические характеристики электродвигателя, приводящего дебалансный вибратор в движение. Рассматривается влияние воздействия дробимого материала на колебательные режимы щеки и характеристики вращения вибратора для каждого из вариантов возбуждения колебаний. Приводится распределение технологической нагрузки вдоль щеки, получаемое, исходя из этой модели.

Ключевые слова: вибрационная щековая дробилка, дробление, измельчение, переработка породы, феноменологическая модель, динамика.

Вибрационные щековые дробилки являются распространенными машинами для переработки и измельчения горной породы. Основной особенностью, выделяющей их из ряда других машин для дробления материала, является отсутствие жестких и ненадежных кинематических связей, обеспечивающих взаимное движение щек дробилки [1, 2]. Последнее возможно благодаря феномену самосинхронизации, который заключается в том, что элементы системы начинают колебаться с совпадающими или кратными частотами за счет уже существующих в системе связей. Однако, в зависимости от физико-механических свойств обрабатываемой породы и условий соударения со щеками может изменяться тип самосинхронизации (фаза взаимных колебаний) вибровозбудителей, что влияет на эффективность процесса дробления.

В настоящей работе предлагается феноменологическая модель процесса дробления в вибрационной щековой дробилке, на основе которой учитывается влияние

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00708

обрабатываемого материала на колебания щеки и вращение дебаланса. Приводится также сравнение двух моделей учета мощности дебалансного привода. В первом случае угловая скорость вращения дебаланса относительно неподвижной станины является постоянной величиной. Во втором случае учитываются электромеханические характеристики электродвигателя, приводящего дебалансный вибратор в движение. Для каждого из случаев создания колебаний щеки получено распределение нагрузки вдоль щеки.

В силу симметрии будем рассматривать только одну щеку вибрационной щековой дробилки считая ее абсолютно жестким телом с центром масс в точке C и массой m_0 (1). Щека закреплена в точке O на торсионном валу с угловой жесткостью k и с коэффициентом демпфирования d . Для возбуждения угловых колебаний к щеке в точке B присоединен вибратор с дебалансом массой m_d и эксцентриситетом e . Дебаланс вращается с угловой скоростью $\dot{\Theta}$ в плоскости рисунка. Движущий момент асинхронного двигателя описывается формулой Клосса:

$$M_{\text{дв}} = 2M_{cr} \left/ \left(\frac{s_{cr} \cdot \omega_1}{\omega_1 - \dot{\Theta}} + \frac{\omega_1 - \dot{\Theta}}{s_{cr} \cdot \omega_1} \right) \right. \quad (1)$$

Здесь M_{cr} – критический момент электродвигателя; s_{cr} – критическое скольжение электродвигателя; ω_1 – угловая скорость вращения электромагнитного поля;

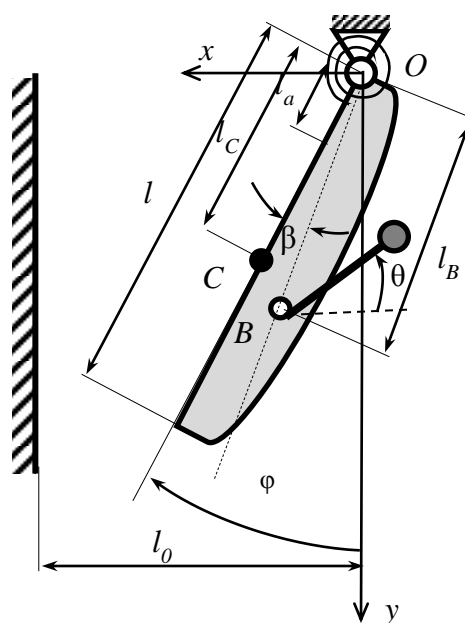


Рис. 1. Схема одной щеки вибрационной щековой дробилки

Для описания движения обрабатываемого материала и его разрушения применим следующую модель. Вся рабочая зона дробилки разбивается на равные по высоте зоны. В каждой зоне может одновременно находиться только один упруго-вязко-пластический элемент, работающие только при сжатии. Элемент можно приближенно изобразить в виде пружины, последовательно соединенной с демпфером сухого трения и параллельно к ним подсоединенного линейно-вязкого демпфера, что позволяет учесть упругие, вязкие и пластические свойства, а также увеличение сложности дробления в нижней части дробилки. Каждый элемент может выдержать только определенное количество сжатий щекой, после чего он разрушается и удаляется из системы уравнений. Свойства каждого элемента определяются случайным образом во время его создания. При этом, новые элементы появляются в самой верхней зоне с определённой частотой. Все элементы, находящиеся в дробильной камере, синхронно двигаются на один уровень вниз в точке

наименьшего сжатия. Во время этого движения изменяются свойства этих элементов. Подробнее данная феноменологическая модель рассмотрена в статье [3]. Уравнения колебаний щеки с учетом электромеханических характеристик электродвигателя выглядит следующим образом:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}=\mathbf{F}(\mathbf{x},\dot{\mathbf{x}}), \quad \mathbf{x}=\{\varphi \quad \Theta\}^T \quad (2)$$

$$\mathbf{M}=\begin{bmatrix} m_0l^2/4+m_d l_b^2 & m_d l_b e \sin(\varphi+\Theta-\beta) \\ m_d l_b e \sin(\varphi+\Theta-\beta) & m_d e^2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}=\begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$F_1=k(\varphi_{st}-\varphi)-d\dot{\varphi}-m_d l_b e \cos(\varphi+\Theta-\beta)\cdot(\dot{\Theta})^2-m_0 g l \sin(\varphi)/2-m_d g l_b \sin(\varphi-\beta)+Q(u,\dot{u}) \quad (4)$$

$$F_2=M_{os}-f\cdot(\dot{\Theta})^2 \operatorname{sign}(\dot{\Theta})-m_d l_b e \cos(\varphi+\Theta-\beta)\cdot(\dot{\varphi})^2-m_d g e \cos(\Theta)$$

$$Q(u,\dot{u})=\sum_{i=1}^N[F_{limi}/2\cdot(1+\tanh(s(u_i-F_{limi}/k_i)/L_i))+d_i\dot{u}_i]\cdot H(\dot{u}_i) \quad (5)$$

φ – угловое смещение щеки относительно вертикали; Θ – угол поворота дебаланса относительно горизонтали; $(\dot{\bullet})$ – производная по времени; φ_{st} – угловое смещение щеки, соответствующее положению статического равновесия; f – коэффициент трения в подшипниках дебалансного привода; Q – динамическая реакция среды; N – количество элементов, в данный момент находящихся в камере дробления; F_{limi} – предельная сила демпфера сухого трения i -го элемента; s – коэффициент наклона силовой характеристики; k_i – коэффициент жесткости i -го элемента; L_i – длина i -го элемента; d_i – коэффициент диссипации i -го элемента; u_i – перемещение точки касания i -го элемента и щеки; \dot{u} – перемещение точки касания i -го элемента и щеки; $H(\dot{u})$ – функция Хевисайда, обеспечивает работу элементов только при сжимающем воздействии.

Расчёты проводились численно в Matlab с использованием следующих значений параметров: $m_0=3250$ кг, $m_d=170$ кг, $l=1.6$ м, $l_b=1$ м, $e=0.1$ м, $\beta=0.472$ рад, $\varphi_{st}=0.2618$ рад, $k=6.7\cdot 10^7$ Н·м/рад, $d=3.8\cdot 10^4$ Н·м·с, $M_{cr}=600$ Н·м, $s_{cr}=0.12$, $f=0.001$, $\omega_1=157$ рад/с.

Свойства элементов задаются случайным образом с равной вероятностью в интервале: $F_{limi}=3\pm 0.6$ кН, $k_i=45\pm 0$ кН/м, $d_i=57\pm 11.4$ кН·с/м.

На показаны колебания щеки для двух случаев учета мощности электродвигателя: 1) скорость вращения дебаланса $\dot{\Theta}$ относительно станины является постоянной; 2) учитываются характеристики электродвигателя. В этом случае, наличие материала и его случайные свойства создают полигармонический характер колебаний щеки.

На рис. 3 показан график скорости вращения дебаланса $\dot{\Theta}(t)$ в случае, когда учитываются характеристики электродвигателя. После выхода на режим работы, скорость электродвигателя колеблется полигармонически. Это происходит из-за обратного воздействия материала на щеку и дебаланс.

На - показано осредненное распределение технологической нагрузки вдоль щеки для четырех моментов времени для двух вариантов возбуждения колебаний. Было произведено 120 расчетов и их результаты усреднены. Черными квадратиками отображены средние значения, а тонкими горизонтальными линиями среднеквадратичное отклонение. Распределение для второго случая возбуждения колебаний щеки носит более хаотический характер, что говорит о достаточно сильном влиянии обрабатываемой породы на движение щеки.

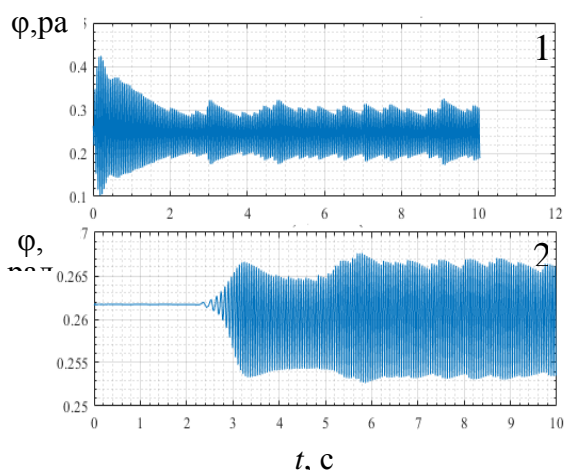


Рис. 2. Колебания щеки. 1 – постоянная угловая скорость дебаланса; 2 – учитываются характеристики электродвигателя

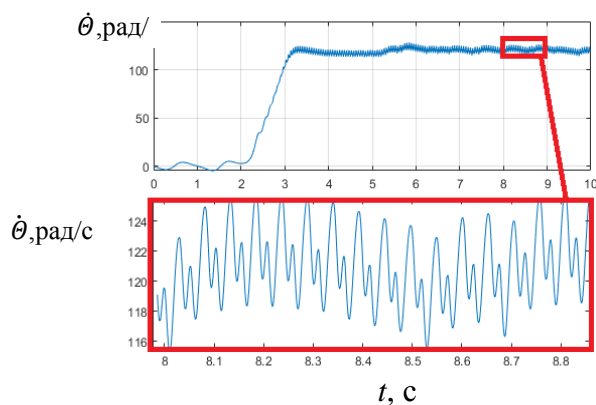


Рис. 3. График скорости вращения дебаланса

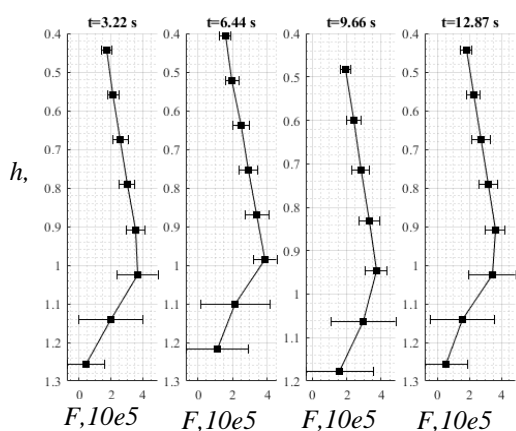


Рис.4. Распределение нагрузки по высоте камеры дробления для постоянной скорости вращения дебаланса

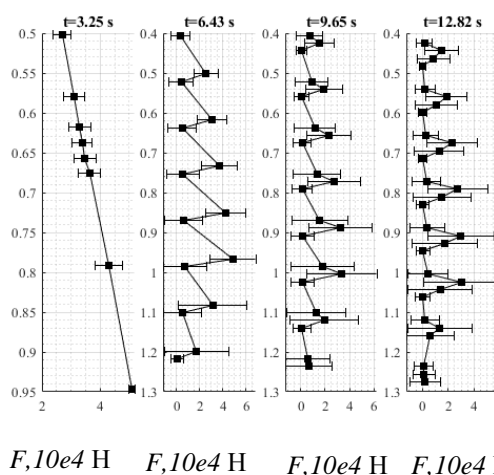


Рис. 5. Распределение нагрузки по высоте камеры дробления для случая учета характеристик электродвигателя

Был проведен расчёт колебаний одной щеки вибрационной щековой дробилки с учетом характеристик электродвигателя, приводящего её в движение. График колебаний скорости вращения дебаланса показывает влияние воздействия обрабатываемой породы на колебания щеки и движение дебаланса, приводимого в движение электродвигателем. Рассматривая полную модель дробилки, и усовершенствовав модель среды так, чтобы она давала асимметричное распределение нагрузки на обе щеки, можно получить асинхронное вращение вибраторов. Это может быть причиной несинхронного режима колебаний щек.

Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00708

Литература

1. Вайсберг, Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчёта, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. под ред. Вайсберг Л.А. – СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. – 306 с
2. Шишкин, Е.В. Динамика вибрационной щековой дробилки с учетом влияния технологической нагрузки / Е.В. Шишкин, А.Н. Сафронов // Обогащение руд. – 2016. – №6. – С. 39 – 42.
3. Altshul G., Nonlinear dynamics of a jaw crusher taking into account the interaction with the rock / Gousov A., Panovko G. // Lecture Notes in Mechanical Engineering. Proceedings of the 14th International Conference on Vibration Problems: ICOVP 2019.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И ФИЗИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ СИСТЕМЫ WINDBELT НА ХАРАКТЕР ПОТЕРИ УСТОЙЧИВОСТИ¹

INFLUENCE OF GEOMETRIC AND PHYSICAL WINDBELT SYSTEM PARAMETERS ON INSTABILITY PATTERN

Афанасьева А.А. – магистрант, младший научный сотрудник, **Гуськов А.М.** – д.т.н., профессор, **Пановко Г.Я.** – д.т.н., профессор

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук
e-mail: alexandra95_19@mail.ru

Abstract. Windbelt system non-linear aeroelastic vibrations are considered. In particular, how the various physical and geometric system parameters (overall dimensions, density of the air and ribbon material, internal damping) affects on the incoming air flow critical velocity value and the system's supercritical nature of the behavior.

Key words: wind power, Windbelt, aeroelastic vibrations, flutter, self-oscillations

Аннотация. Рассмотрены нелинейные аэроупругие колебания системы Windbelt, в частности, влияние различных физических и геометрических параметров системы (габаритные размеры, плотность воздушной среды и материала полосы, внутренне демпфирование) на значение критического параметра скорости набегающего потока воздуха и характер закритического поведения системы.

Ключевые слова: ветроэнергетика, Windbelt, аэроупругие колебания, флаттер, автоколебания.

Ветроэнергетика является одним из основных направлений альтернативной энергетики, в основе которой кинетическая энергия воздушных масс атмосферы преобразуется в электрическую, механическую или тепловую энергии. Для преобразования энергии воздушного потока в электрическую энергию обычно используются ветряные турбины. В последнее время активно исследуется возможность генерирования электрической энергии с помощью ветрового генератора, который в англоязычной литературе называют «Windbelt» [1].

Устройство Windbelt (Рис. 1) представляет собой гибкую ленту, растянутую между опорами, поперечно направлению ветра [1, 2].

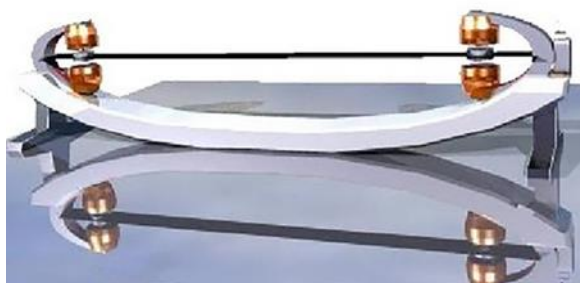


Рис. 1. Устройство Windbelt

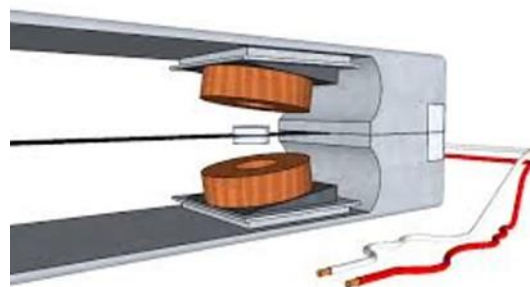


Рис. 2. Расположение магнитов и катушек

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00708

К ленте прикреплены два магнита (Рис. 2), а на раме соосно установлены индуктивные катушки. При действии ветрового потока возможно возникновение колебательного движения ленты совместно с магнитами. Колебательное движение магнитов индуцирует возникновение переменного тока в соседних приемных катушках, который затем, при необходимости, может выпрямляться в постоянное напряжение.

При определенной (критической) скорости воздушного потока стационарное равновесное состояние ленты нарушается, и возникают ее автоколебания по типу флаттера (совместные изгибно-крутильные колебания) [3].

Для определения критической скорости рассмотрим колебания длинной тонкой ленты (полосы) с шарнирными закреплениями по краям под действием набегающего потока воздуха. Такая система описывается следующей безразмерной математической моделью [2]:

$$\begin{cases} \partial^2 \xi / \partial \tau^2 - \theta \alpha_1 \partial^2 \xi / \partial \zeta^2 + d_\xi \partial \xi / \partial \tau = \Lambda^2 \beta_1 \varphi - \Lambda \gamma_1 \partial \varphi / \partial \tau - \Lambda \eta_1 \partial \xi / \partial \tau - \\ \quad - (1/\Lambda) A_3 \beta_1 (\Lambda \varphi - \gamma_2 \partial \varphi / \partial \tau - \eta_2 \partial \xi / \partial \tau)^3 \\ \partial^2 \varphi / \partial \tau^2 - \partial^2 \varphi / \partial \zeta^2 + d_\varphi \partial \varphi / \partial \tau = \Lambda^2 \varphi - \Lambda \gamma_2 \partial \varphi / \partial \tau - \Lambda \eta_2 \partial \xi / \partial \tau - \\ \quad - (1/\Lambda) A_3 (\Lambda \varphi - \gamma_2 \partial \varphi / \partial \tau - \eta_2 \partial \xi / \partial \tau)^3 \end{cases}, \quad (1)$$

где Λ - безразмерная скорость ветра, θ - безразмерная сила натяжения, $\alpha_1, \beta_1, \gamma_1, \eta_1, \gamma_2, \eta_2, d_\xi, d_\varphi, \varepsilon, \kappa$ - безразмерные комплексы, определяемые следующими соотношениями:

$$\begin{aligned} \alpha_1 &= (1 + \varepsilon^2) / 4\varepsilon; & \beta_1 &= (1 + \varepsilon^2) / 3\varepsilon; \\ \gamma_1 &= (\sqrt{6A_1} / 24) \kappa \sqrt{(1 + \varepsilon^2) / \varepsilon^3}; & \eta_1 &= (\sqrt{6A_1} / 6) \kappa \sqrt{(1 + \varepsilon^2) / \varepsilon}; \\ \gamma_2 &= (\sqrt{6A_1} / 8) \kappa \sqrt{1 / (\varepsilon(1 + \varepsilon^2))}; & \eta_2 &= (\sqrt{6A_1} / 2) \kappa \sqrt{\varepsilon / (1 + \varepsilon^2)}; \\ d_\xi &= 2\pi k \sqrt{\theta \alpha_1} \cdot \psi_\xi; & d_\varphi &= 2\pi k \cdot \psi_\varphi; \\ \varepsilon &= h/b; & \kappa &= \sqrt{\rho / \rho_1}; \end{aligned} \quad (2)$$

где h - толщина сечения, b - ширина сечения, ρ - плотность среды, ρ_1 - плотность материала, ψ_ξ, ψ_φ - коэффициенты, показывающие отношение реального демпфирования к критическому [4], k - номер гармоники, A_1, A_3 - коэффициенты разложения подъемной силы в ряд Тейлора [2].

В работе [2] показано влияние основных внешних параметров Λ и θ на устойчивость решения системы (1). В настоящей работе рассмотрено влияние геометрических ε, l и физических параметров κ, d_ξ, d_φ .

Для того, чтобы проанализировать влияние геометрического параметра ε , который входит в безразмерные комплексы (2), на критическую скорость Λ_* , фиксируются значения параметров: $\kappa = 0.03, \theta = 0.002, \psi_\xi = \psi_\varphi = 0.05$.

Пластина считается тонкой при отношении ширины сечения к толщине, равной $1/20$. Поэтому ε рассматривается в промежутке $(0, 0.05]$. Результаты представлены на Рис. 3. Из него видно, что при малом значении ε от 0 до ε_* , значение критического параметра скорости ветра равно π , что соответствует статической потере устойчивости [2].

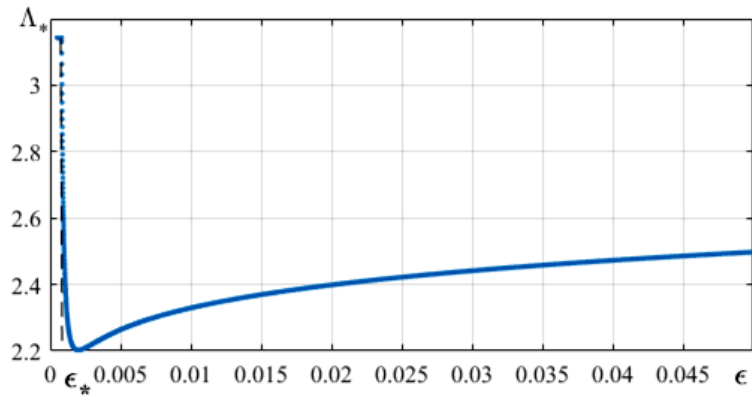


Рис. 3. Зависимость критической скорости от ϵ

Далее рассмотрено влияние размерного геометрического параметра, длины ленты l , на размерную критическую скорость $U_* = \Lambda_* U^*$. В отличие от ϵ , длина не входит явным образом в систему уравнений (1), так как она не является частью безразмерных комплексов (2). Однако l является одним из параметров для масштабных факторов [2], в частности в U^* . Масштаб для скорости представляется в следующем виде:

$$U^* = \sqrt{8Gh^3 / (3\rho_0 a_0 b l^2)} = c/l, \quad c = \sqrt{8Gh^3 / (3\rho_0 a_0 b)} \quad \Rightarrow \quad U_* = \Lambda_* c/l \quad (3)$$

Зависимость (3) имеет гиперболический характер. На Рис. 4 она представлена при следующих параметрах: $\kappa = 0.03, \epsilon = 0.002, \theta = 0.002, \psi_\xi = \psi_\varphi = 0.05$.

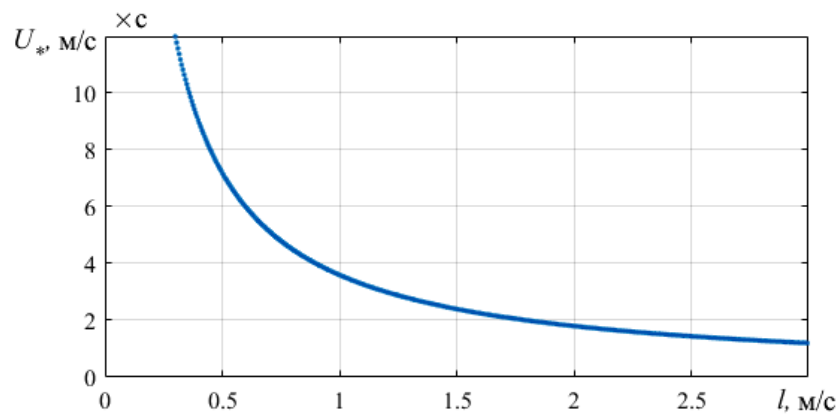


Рис. 4. Зависимость критической скорости от l

Влияние κ на критическую скорость Λ_* проводится аналогичным образом. Фиксируются параметры: $\epsilon = 0.002, \theta = 0.002, \psi_\xi = \psi_\varphi = 0.05$, и строится зависимость (Рис. 5). При некотором значении $\kappa = \kappa_*$ критическая скорость достигает значения, равного π , и независимо от увеличения параметра остается постоянной, что соответствует дивергенции.

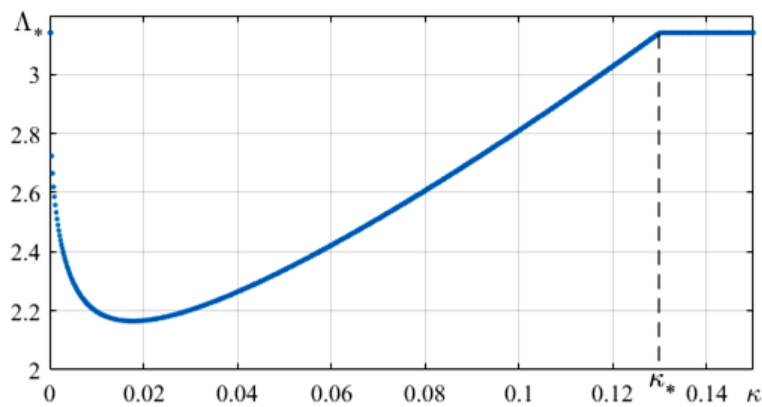


Рис. 5. Зависимость критической скорости от κ

Кроме того, интерес представляет зависимость критической скорости от величины внутреннего демпфирования d_ξ и d_ϕ . Из выражения (2) коэффициенты демпфирования варьируются относительно своих критических значений с помощью ψ_ξ и ψ_ϕ . Для графика $\Lambda_*(\psi_\xi)$ параметры принимаются следующими: $\kappa = 0.03, \varepsilon = 0.002, \theta = 0.002, \psi_\phi = 0.05$. Аналогично для $\Lambda_*(\psi_\phi)$: $\kappa = 0.03, \varepsilon = 0.002, \theta = 0.002, \psi_\xi = 0.05$. Результат представлен на Рис. 6.

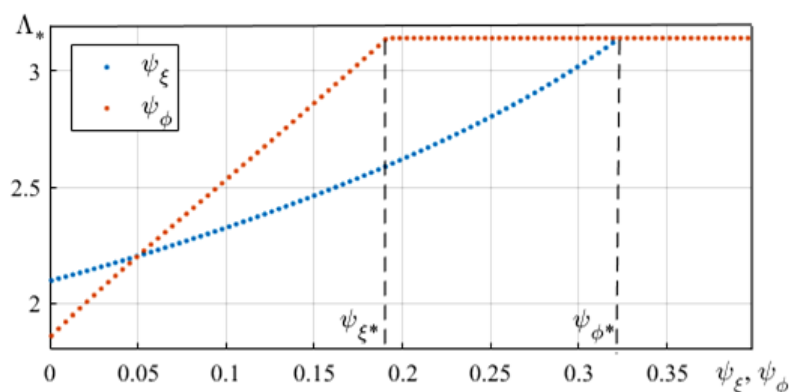


Рис. 6. Зависимость критической скорости от ψ_ξ и ψ_ϕ

В качестве вывода отметим, что такой анализ позволяет подобрать параметры системы таким образом, чтобы динамическая потеря устойчивости (флаттер) происходила раньше статической (дивергенции).

Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00708

Литература

1. Frayne, S. (2009) Generator utilizing fluid induced oscillations. US7573143 B2. – Режим доступа: <https://patents.google.com/patent/US20090309362>
2. Афанасьева А.А., Гуськов А.М., Пановко Г.Я., Нелинейная динамика тонкой узкой ленты в дозвуковом потоке воздуха. // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2019. №7.
3. Фын Я.Ц. Введение в теорию аэроупругости / Перевод с англ. А. И. Смирнова под ред. Э. И. Григолюка – М.: Государственное издательство физико-математической литературы, 1959. – 523 с.
4. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В. Н. Челомей (пред.). - М.: Машиностроение, 1978 - Т. 1. Колебания линейных систем/Под ред. В. В. Болотина. 1978. - 352 с.

**ВЛИЯНИЕ ПОВРЕЖДЕННОСТИ МАТЕРИАЛА
НА ПАРАМЕТРЫ НЕЛИНЕЙНОЙ ПРОДОЛЬНОЙ ВОЛНЫ,
РАСПРОСТРАНЯЮЩЕЙСЯ В СТЕРЖНЕ¹**
*INFLUENCE OF MATERIAL DAMAGE ON THE PARAMETERS
OF A NONLINEAR LONGITUDINAL WAVE, SPREADING IN THE ROD*

Бриккель¹ Д.М. – аспирант, Ерофеев² В.И. – д.ф.-м.н., директор,
Никитина² Е.А. – к.т.н., старший научный сотрудник

¹Нижегородский государственный университет им. Н.И. Лобачевского

²Институт проблем машиностроения РАН
archive.94@mail.ru

Abstract. An approach is proposed to determine the new dependence of the nonlinear longitudinal wave parameters on the degree of damage to the material, taking into account its physical nonlinearity, as well as the nonlinear deformation – displacement relationship.

Key words: material damage, nonlinearity, longitudinal wave, evolutionary equation.

Аннотация. Предложен подход, определяющий новые зависимости параметров нелинейной продольной волны от степени поврежденности материала, учитывающие его физическую нелинейность, а также нелинейную связь деформации и перемещения.

Ключевые слова: поврежденность материала, нелинейность, продольная волна, эволюционное уравнение.

Рассматривается образец материала, выполненный в виде стержня, по которому может распространяться продольная упругая волна. Динамика стержня описывается моделью Бишопа предполагающей, что выполняются: гипотеза плоских сечений, условия одноосного деформированного состояния $\varepsilon_{22} = \varepsilon_{33} = -\nu\varepsilon_{11}$, где ε_{ij} – компоненты тензора деформаций, ν – коэффициент Пуассона); поперечные напряжения равны нулю ($\sigma_{22} = \sigma_{33} = 0$); общая кинетическая энергия складывается из кинетической энергии продольного движения частиц стержня (доминирующее слагаемое) и кинетической энергии поперечного движения (малая добавка); общая потенциальная энергия складывается из потенциальной энергии растяжения – сжатия (доминирующее слагаемое) и потенциальной энергии сдвиговой деформации (малая добавка).

В избранной модели дополнительно учитываются нелинейности: геометрическая (нелинейная связь деформации и перемещения) и физическая (нелинейный закон Гука).

Считаем, что стержень подвергался статическим или циклическим испытаниям и в его материале могла накопиться поврежденность. Для описания меры поврежденности введем функцию Качанова – Работнова $\psi(x, t)$, значения которой равно нулю, когда повреждений нет, и близко к единице в момент разрушения материала. Обозначим через $u(x, t)$ перемещение его срединной линии.

Нелинейная динамика стержня с учетом поврежденности его материала описывается системой уравнений:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - c_0^2 \left(1 + \frac{\alpha_0}{E} \frac{\partial u}{\partial x} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \\ - \nu^2 r_0^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - c_\tau^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) = \beta_1 \frac{\partial \psi}{\partial x}, \end{aligned} \quad (1)$$

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-38-90282

$$\frac{\partial \psi}{\partial t} + \alpha \psi = \beta_2 E \frac{\partial u}{\partial x}. \quad (2)$$

Здесь $c_0 = \sqrt{E/\rho}$ – скорость, с которой распространялась бы продольная упругая волна в материале стержневого образца, если в нем не было бы повреждений; E – модуль Юнга; ρ – плотность материала, $r_0 = \sqrt{I_0/F}$ – полярный радиус инерции поперечного сечения стержня, F – площадь поперечного сечения, $c_\tau = \sqrt{G/\rho}$ – скорость распространения упругой сдвиговой волны, G – модуль сдвига. Через $\alpha_0 = 3E + \nu_1(1 - 6\nu) + 6\nu_2(1 - 2\nu) + 2\nu_3$ обозначен коэффициент, характеризующий геометрическую и физическую упругие нелинейности стержня; $\nu_{1,2,3}$ – упругие модули Ламе третьего порядка; α, β_1, β_2 – константы, характеризующие поврежденность материала (среди которых $\alpha = 1/T$, где T – время релаксации [1]; физический смысл двух других коэффициентов не столь очевиден). Если линеаризовать систему (1), (2) и с ее помощью исследовать распространение гармонической волны в образце поврежденного материала, то выяснится, что наличие поврежденности приводит к частотно-зависимому затуханию $K = K(\omega)$ продольной волны и вносит вклад в закон её дисперсии, т.е. в зависимость фазовой скорости волны от частоты $v_{ph} = v_{ph}(\omega)$, где ω – круговая частота.

В [2] было показано, что константы α, β_1, β_2 могут быть вычислены через измеряемые параметры волнового процесса:

$$\alpha = \frac{K(\infty)\omega}{K(0)\sqrt{1 + \frac{K(\infty)}{c_0\omega}}}, \quad \beta_1\beta_2 = \frac{c_0K^2(\infty)}{EK(0)\sqrt{1 + \frac{K(\infty)}{c_0\omega}}}, \quad (3)$$

где $K(0), K(\infty)$ – мнимые части волнового числа в низкочастотном и высокочастотном диапазонах.

Система (1), (2) сводится к одному уравнению относительно продольного перемещения $u(x, t)$, которое имеет вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - c_0^2 \left(1 + \frac{\beta_1\beta_2 E}{\alpha c_0^2} \right) \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - v^2 r_0^2 \frac{\partial^2}{\partial x^2} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} - c_\tau^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + \\ & + \frac{1}{\alpha} \frac{\partial^3 u}{\partial t^3} - \frac{c_0^2}{\alpha} \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \frac{v^2 r_0^2}{\alpha} \left(\frac{\partial^5 u}{\partial x^2 \partial t^3} - c_\tau^2 \frac{\partial^5 u}{\partial x^4 \partial t} \right) - \\ & - \frac{6c_0^2 \alpha_0}{E} \frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{6c_0^2 \alpha_0}{E\alpha} \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

Будем предполагать, что затухание волны, обусловленное поврежденностью и нелинейность, являются величинами одного порядка малости $\varepsilon = \frac{A|\alpha_0|}{E\Lambda}$, (A – амплитуда волны, Λ – длина волны).

Решение уравнения (4) ищем в виде асимптотического разложения по малому параметру:

$$u = u_0 + \varepsilon u_1 + \dots \quad (5)$$

Введем при этом новые переменные

$$z = x - ct; \tau = \varepsilon t \quad (6)$$

Такой выбор переменных объясняется тем, что возмущение, распространяясь со скоростью c вдоль оси x , медленно эволюционирует во времени из-за нелинейности, дисперсии и диссипации.

После подстановки (5) и (6) в (4) в нулевом приближении по ε получим выражение для скорости

$$c = c_0 \sqrt{1 + \frac{\beta_1 \beta_2 E}{\alpha c_0^2}} \quad (7)$$

Первое приближение по ε приводит к эволюционному уравнению относительно осевой деформации $U = \frac{\partial u_0}{\partial z}$:

$$\begin{aligned} \frac{\partial U}{\partial \tau} + a_1 \frac{\partial^3 U}{\partial z^3} + a_2 \frac{\partial^2 U}{\partial z^2} - a_3 \frac{\partial^4 U}{\partial z^4} + \\ + \alpha_1 U \frac{\partial U}{\partial z} - \alpha_2 \frac{\partial}{\partial z} \left(U \frac{\partial U}{\partial z} \right) = 0 \end{aligned} \quad (8)$$

Здесь введены обозначения:

$$\begin{aligned} a_1 = \frac{v^2 r_0^2 c_0 \left(1 + \frac{\beta_1 \beta_2 E}{\alpha c_0^2} - \frac{c_\tau^2}{c_0^2} \right)}{2\varepsilon \sqrt{1 + \frac{\beta_1 \beta_2 E}{\alpha c_0^2}}}, \quad a_2 = \frac{\beta_1 \beta_2 E}{2\varepsilon \alpha^2}, \\ a_3 = \frac{v^2 r_0^2 c_0 \left(1 + \frac{\beta_1 \beta_2 E}{\alpha c_0^2} - \frac{c_\tau^2}{c_0^2} \right)}{2\varepsilon \alpha}, \\ \alpha_1 = \frac{3c_0 \alpha_0}{\varepsilon E \sqrt{1 + \frac{\beta_1 \beta_2 E}{\alpha c_0^2}}}, \quad \alpha_2 = \frac{3c_0^2 \alpha_0}{\varepsilon E \alpha}. \end{aligned} \quad (9)$$

Заметим, что полученное уравнение (5) обобщает уравнение Кортевега – де Вриза – Бюргера [3] одним диссипативным (с коэффициентом α_3) и одним нелинейным (с коэффициентом α_2) слагаемыми.

Уравнение (8) имеет точное аналитическое решение, выражающееся через гиперболический косинус:

$$U = A \operatorname{ch}^{-2} \left(\frac{z - V\tau}{\Delta} \right) + B, \quad (10)$$

$$\text{где } A = \frac{12a_3}{\alpha_2 \Delta^2}, \quad B = \frac{\left(a_2 - \frac{4a_3}{\Delta^2} \right)}{\alpha_2}, \quad V = \frac{\alpha_1 a_2}{\alpha_2}, \quad a_1 = \frac{\alpha_1 a_3}{\alpha_2} \quad (11)$$

Соотношения между параметрами (11) находятся непосредственной подстановкой выражения (10) в уравнении (8). Из (9) следует, что последнее соотношение в (11) выполняется тождественно.

График функции (10) имеет колоколообразную форму и характеризует нелинейную уединенную стационарную волну – солитон деформации, распространяющийся со скоростью V , имеющий амплитуду A и ширину Δ . Физически реализуемым является лишь тот случай, когда в волне деформации (10) отсутствует постоянная составляющая. Рассмотрение такого случая заставляет добавить к соотношениям (11) ещё одно условие $B=0$, что приводит к следующей зависимости ширины солитона от параметров уравнения (8):

$$\Delta^2 = \frac{4a_3}{a_2}. \quad (12)$$

Соотношения (9), (11) и (12) позволяют установить, как зависят параметры солитона от коэффициента $\gamma = \frac{\beta_1 \beta_2 E}{\alpha}$, характеризующего поврежденность материала.

Амплитуда солитона

$$A = \frac{\gamma \rho}{2\alpha_0} \quad (13)$$

линейно растет с увеличением γ .

Ширина солитона определяется соотношением

$$\Delta = \frac{2\nu r_0 c_0 \sqrt{1 + \frac{\gamma}{c_0^2} - \frac{c_\tau^2}{c_0^2}}}{\sqrt{\gamma}} \quad (14)$$

а его скорость – соотношением

$$V = \frac{\gamma}{2\varepsilon c_0 \sqrt{1 + \frac{\gamma}{c_0^2}}}. \quad (15)$$

Поскольку $\frac{\gamma}{c_0^2} < 1$, то этой величиной под радикалом в числителе формулы (14) и радикалом в знаменателе формулы (15) можно пренебречь. Тогда из (14) следует, что ширина солитона (Δ) будет уменьшаться как $\frac{1}{\gamma}$, а из (15) следует, что скорость солитона (V) будет линейно увеличиваться с ростом γ .

Предлагаемый вниманию подход позволил сформулировать новые зависимости, учитывающие физическую нелинейность поврежденного материала, а также нелинейную связь деформации – перемещения. При определении экспериментальными методами соответствующих констант, характеризующих поврежденность материала, расчетные зависимости могут быть использованы при диагностировании длительно эксплуатируемых конструкций акустическими методами.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-38-90282

Литература

1. Stulov A., Erofeev V. Frequency-dependent attenuation and phase velocity dispersion of an acoustic wave propagating in the media with damages // Generalized Continua as Models for Classical and Advanced Materials. H. Altenbach, S. Forest (Editors). Advanced Structured Materials. Vol. 42. Springer-Verlag, Switzerland, 2016. P.413-423.
2. Ерофеев В.И., Никитина Е.А. Самосогласованная динамическая задача оценки поврежденности материала акустическим методом // Акустический журнал. 2010. Т.56, №4. С.554-557.
3. Порубов А.В. Локализация нелинейных волн деформации. М.: Физматлит, 2009. 208 с.

**РАЗРАБОТКА ОСНОВ СОВРЕМЕННОГО ПОДХОДА ПРИ РЕШЕНИИ
ЗАДАЧ ЧАСТОТНОЙ ОТСТРОЙКИ КОНСТРУКТИВНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ СРЕДЫ**
*MODERN APPROACH TO PROBLEMS OF FREQUENCY TUNING SOLVING
FOUNDATIONS FOR STRUCTURAL ELEMENTS IN A TURBULENT MEDIUM
FLOW*

Вальес Н.Г. – к.т.н., с.н.с., **Самолысов А.В.** – к.т.н., н.с.
ИМАШ РАН
vostok-as88@mail.ru

Abstract. The aim of the study is to develop a technique for the numerical determination of unacceptable flow rate values in the separated flow around the bundle and ensuring heat exchangers with tube bundles operation safety. In this paper, we consider the excitation mechanism by periodic vortex separation, manifested in a narrow flow velocities range. When designing various purposes heat exchangers to prevent intense vibrations and breakdowns of structural elements (tubes, supports, screens, etc.), it is necessary to ensure a mismatch (a certain mismatch) of structural elements natural and excitation vibration frequencies in flow by changing the structure stiffness and damping, as well as apparatus tract hydrodynamic characteristics [1].

Key words: frequency tuning, numerical method, separated flow, natural vibrations

Аннотация. Цель исследования – разработка методики для численного определения недопустимых значений скорости потока при срывном обтекании пучка и обеспечение безопасности эксплуатации теплообменных аппаратов с трубными пучками. В данной работе рассматривается механизм возбуждения периодическим вихревым отрывом, проявляющийся в узком диапазоне скоростей потока. При проектировании теплообменных аппаратов различного назначения для предотвращения интенсивных вибраций и поломок конструктивных элементов (труб, перегородок, экранов др.) необходимо обеспечить несовпадение (определенное несоответствие) собственных частот колебаний элементов конструкции и частот возбуждения в потоке путем изменения жесткости и демпфирования конструкции, а также гидродинамических характеристик тракта аппарата [1].

Ключевые слова: частотная отстройка, численные методы, срывное обтекание, собственные частоты, трубный пучок.

При возбуждении вихревым отрывом характерная частота отрыва вихрей близка к собственной частоте колебаний труб пучка и сопровождается их резонансным возбуждением. Довольно хорошо изучено явление вихревого отрыва при обтекании одиночной трубы (кругового цилиндра), которое проявляется в образовании вихревой дорожки и, как следствие, в появлении выраженной периодической компоненты гидродинамической силы. Для пучков труб аналогичное явление значительно менее изучено. Регулярные вихревые образования типа вихревой дорожки в пучках не наблюдаются, но спектральная плотность пульсации скорости может иметь характерный пик, который связан с периодическим вихревым отрывом. Из экспериментов [5] известно, что характерная частота отрыва вихрей и гидродинамической силы определяется числом Струхала $Sh = f * 2 * R/u$, где R - внешний радиус поперечного сечения трубки, f - характерная частота, соответствующая пику в спектре пульсации скорости, u - средняя скорость потока между трубами. Таким образом, можно выделить основные механизмы гидродинамического возбуждения вибрации пучка - это турбулентное возбуждение, механизм которого действует практически при любых параметрах пучка и потока и редко приводит к интенсивным вибрациям, гидродинамическое возбуждение, проявление которого

недопустимо с точки зрения вибронадежности пучка [1] и вихревое возбуждение труб пучка. Именно механизм возбуждения периодическим вихревым отрывом, проявляющийся в узком диапазоне скоростей потока, рассматривается в данной работе. В работе используется модернизированный метод дискретных вихрей (рис.1) [2,3]. Он позволяет оперативно решать широкий круг задач, связанных с обтеканием жестких и упругих тел различной конфигурации для заданного диапазона чисел Рейнольдса. Данный метод был апробирован известными данными физических экспериментальных исследований. В рамках этого метода проводится вычисление гидродинамических сил, действующих на подвижные элементы сложных инженерных сооружений (мосты, переходы, трубные конструкции и т.д.) [2,3], а также расчет автоколебаний элементов этих сооружений (рис.2). Спектром колебательного процесса называется функция, описывающая распределение амплитуд по различным частотам. Найдем спектр функции, описывающей гидродинамическую силу, действующую на трубку при срывном обтекании ряда труб потоком жидкости. Спектр показывает, какого рода колебания преобладают в данном процессе, какова его внутренняя структура. Для этого представим функцию, описывающую гидродинамическую подъемную силу $f(t)$, действующую на трубку, в виде комплексного ряда Фурье

$$(\omega) = \int_0^{nT} f(t)e^{-i\omega t} dt$$

В нашем случае, в качестве функции $f(t)$ используется подъемная сила, действующая на одну из труб, входящих в состав обтекаемого ряда (рис.1). Модуль спектра гидродинамической силы изображен на рис.2. Гидродинамические силы, рассчитанные методом дискретных вихрей (рис.1), были обработаны по формуле (1), а затем преобладающие частоты из рис. 2 были изображены на рис 3.

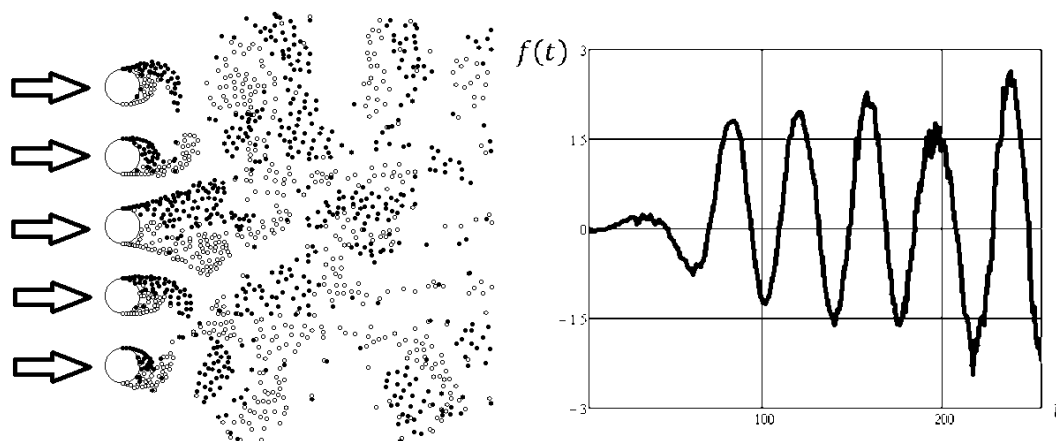


Рис.1. Расчет срывного обтекания ряда труб методом дискретных вихрей (слева) и изменение подъемной силы во времени для выбранной трубы, подсчитанное методом дискретных вихрей

Наиболее подробные экспериментальные исследования закономерностей отрыва вихрей в пучках трубок были проведены в [4] рис.3. Здесь приведены экспериментальные данные для значений безразмерной частоты отрыва вихрей Sh в пучке в зависимости от относительного шага и расположения труб в пучке. Согласно этим данным, числа Струхалия, подсчитанные по средней скорости жидкости между трубками, могут быть и больше, и меньше, чем при обтекании одиночной трубки. На рис.3 приведены экспериментальные зависимости $Sh = f(t/r)$ для коридорных пучков при $l/r = 6 - \infty$ (точки 1) и для разных t/r [4].

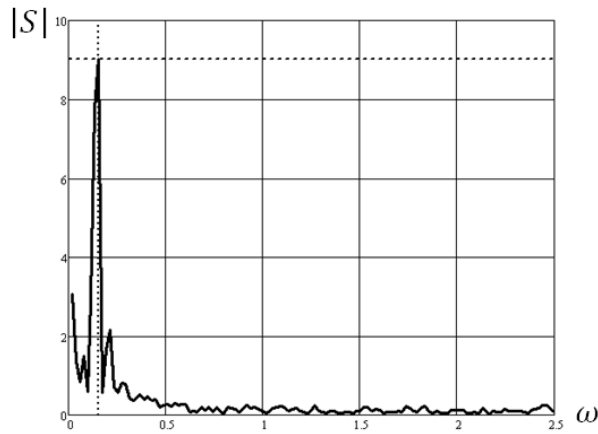


Рис.2. Модуль спектральной плотности подъёмной силы

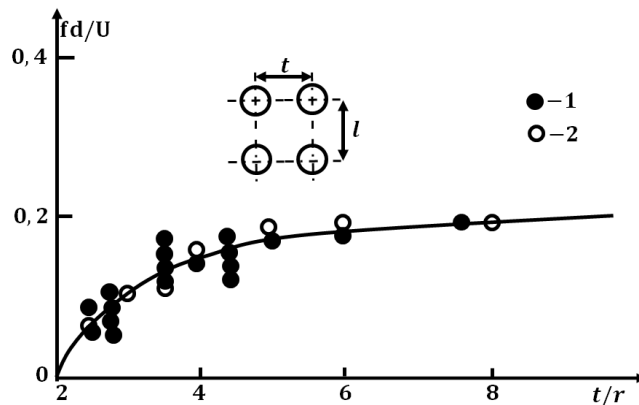


Рис.3. Зависимость безразмерной частоты отрыва вихрей от относительной густоты решетки труб:
 1 - эксперимент для коридорного пучка труб при продольном шаге $l/r = 6 - \infty$ по данным [4],
 2 - расчет авторов для решетки труб методом дискретных вихрей

Полученные характеристики гидродинамических сил при расчете вихревыми методами удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Таким образом, имеющийся опыт численного моделирования плоских отрывных течений позволяет принять вихревые методы за основу при разработке алгоритма расчета нестационарных гидродинамических сил при обтекании системы круговых профилей, моделирующих поперечное сечение пучка.

Программа, разработанная в среде Matlab, позволяет определить относительные собственные частоты колебаний трубных систем произвольной конфигурации и густоты в различных жидких средах. С помощью данной программы получены зависимости относительных собственных частот колебаний регулярных трубных пучков для большинства типов современных теплообменных аппаратов в зависимости от относительного параметра густоты трубной решетки (пример, рис.4).

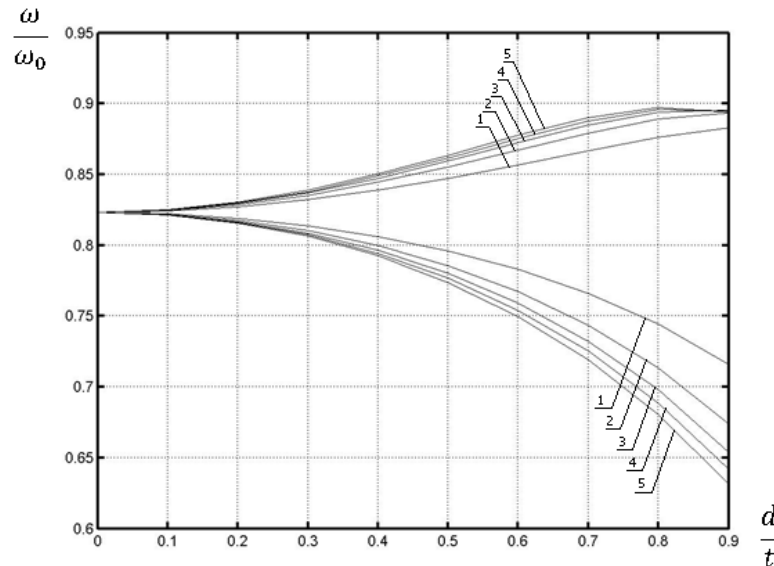


Рис.4. Спектр относительных собственных частот для ряда труб в зависимости от густоты ряда и сходимость решения в зависимости от количества трубок в ряду:
 1 – решение для 3-х трубок; 2 – решение для 5-и трубок; 3 – решение для 7-и трубок;
 4 – решение для 9-и трубок; 5 – решение для 12-и трубок

Литература

1. Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Фесенко Т.Н. Проблемы аэроупругости и динамика машин. В книге: Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения под ред. Махутова Н.А., Матвиенко Ю.Г., Романова А.Н. С.314-344. М.: Ленанд, 2018 г. 720 с.
2. Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Марчевская О.А., Самолысов А.В. Анализ гидроупругого механизма возбуждения пучка труб // Машиностроение и инженерное образование. 2015. Вып. 2.
3. Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Самолысов А.В., Марчевская О.А. Определение критических параметров обтекания пучка труб методом численного эксперимента // Теплоэнергетика. 2015. №8. С.57-62.
4. Чжень И.Н. Вибрации и шум в трубчатых теплообменниках, вызываемые дорожками Кармана в потоке газа. Конструирование и технология машиностроения. М., Мир, 1968, т.90, №1, С.137-150.
5. Котовский В.Н., Ништ М.И., Федоров В.М. Численное исследование режимов отрывного обтекания решеток профилей и колеблющегося цилиндра // Аэроупругость турбомашин. Институт гидродинамики СО АН СССР. 1984. С.6-23.
6. Каплунов С.М. Частотная отстройка конструктивных элементов теплообменных аппаратов. Теплоэнергетика, 1986, №1, С.46-50.

**ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ВИБРОРЕЗАНИЯ ПРИ
ИЗГОТОВЛЕНИИ И РЕМОНТЕ ДЕТАЛЕЙ ГОРНЫХ МАШИН**
*PROSPECTS FOR THE USE OF VIBROCUTS IN THE MANUFACTURE AND
REPAIR OF MINING MACHINE PARTS*

Владимиров А.А. – ассистент кафедры технологии и оборудования в металлургии и машиностроении им. В.Б. Крахта, **Афонин А.Н.** – д-р техн. наук, профессор кафедры технологии и оборудования в металлургии и машиностроении им. В.Б. Крахта, **Макаров А.В.** – канд. техн. наук, заведующий кафедрой технологии и оборудования в металлургии и машиностроении им. В.Б. Крахта, **Мартынов Е.М.** – аспирант, ассистент кафедры технологии и оборудования в металлургии и машиностроении им. В.Б. Крахта Старооскольский технологический институт им. А. А. Угарова (филиал) федерального автономного образовательного учреждения высшего образования Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС»
vladimirov.al.an@yandex.ru

Abstract. The article is devoted to the study of vibration turning for cutting parts made of austenitic steel with high ductility and strength, as well as for processing surfaces restored by surfacing.

Key words: vibration turning, forced vibrations, vibration speed, vibration acceleration, scattering energy, amplitude-frequency oscillation parameters, tool life, surface roughness, hard materials.

Аннотация. Статья посвящена исследованию вибрационного точения для резания деталей изготавливаемых из сталей аустенитного класса, обладающих высокой пластичностью и прочностью, а также для обработки восстановленных методом наплавки поверхностей.

Ключевые слова: вибрационное точение, вынужденные колебания, вибрационная скорость, вибрационное ускорение, энергия рассеяния, амплитудно-частотные параметры колебаний, стойкость металлорежущего инструмента, шероховатость поверхности, труднообрабатываемые материалы.

Введение

Особенность условий эксплуатации горных машин и оборудования устанавливает высокие требования, касающиеся механических характеристик марок сталей, применяемых для изготовления различных деталей. Например, повышенные износостойкость и прочность, с обязательным обеспечением достаточной вязкости, возможность эксплуатации при высоких температурах и в условиях агрессивных сред.

Сталь 110Г13Л применяется при изготовлении деталей горно-обогащительного, дробильного, металлургического и транспортного оборудования. Корпуса и футеровки вихревых и шаровых мельниц, конуса дробилок и другие тяжелонагруженные детали, работающие в условиях ударных нагрузок и повышенного истирания [1, 2].

В виду тяжелых условий работы горно-обогащительного оборудования возникают ситуации, когда изготовление новых деталей, вышедших из строя, требует больших временных затрат. Исходя из этого, в ремонтных цехах эффективно применяется восстановление рабочих поверхностей изделий методом электродуговой наплавки.

Преимущества данного метода восстановления заключается в уменьшении времени ремонтных простоев оборудования. Необходимо учесть, что поверхность, полученная методом наплавки, имеет неравномерную структуру, которая обусловлена участками перекрытия наплавленных швов. Строение и свойства наплавленных слоев близки к свойствам поверхностей заготовок, полученных методом литья. Таким образом, применение виброточения для обработки наплавленных поверхностей имеет сходство с

обработкой заготовок по литейной корке, где использование вибрационного резания показало высокую эффективность.

Вибрационное точение является одним из производительных способов резания сталей аустенитного класса и наплавленных поверхностей, обеспечивающим повышение стойкости инструмента и дробления стружки. Главной особенностью виброточения является генерация на вершине режущего инструмента, непосредственно в зоне резания, тангенциальных колебаний маятникового типа, включающих в себя нормальную и тангенциальную составляющие колебаний, которые характеризуются амплитудой, частотой и формой колебаний. Изучение параметров виброточения заключается в нахождении границ области устойчивости вынужденных низкочастотных колебаний [2].

Таким образом, для возможности применения виброточения при ремонте и изготовлении деталей горных машин можно сформулировать следующие задачи исследования:

изучить период стойкости режущего инструмента при виброточении;

изучить поля температур в зоне резания при моделировании виброточения методом конечных элементов.

Исследование периода стойкости инструмента

Из анализа результатов предыдущих исследований отмечено соответствие максимального периода стойкости режущего инструмента $T = 68$ мин и скорости резания, равной $v = 80$ м/мин. Наблюдение такого соответствия было отмечено при следующих амплитудно-частотных параметрах: $A = 70$ мкм и $f = 100$ Гц, инструментальный материал твердый сплав марки Т5К10 [3].

Дальнейшие исследования позволили определить доминирующие факторы, в наибольшей степени оказывающие влияние: скорость резания и вибрационное ускорение. В уравнение математической модели, которое позволяет описать период стойкости инструмента, входили только эти два фактора [3].

Последующие исследования, позволили сформулировать вывод, что рассеяние энергии в зоне резания при вибрационном воздействии также оказывает значительное влияние на ее адекватность.

Следовательно, в основе разработки модели целесообразно учесть вибрационное воздействие факторов в зоне резания, оказывающих наибольшее влияние: вибрационных скорости и ускорения, и рассеяния вибрационной энергии в зоне резания. Значения коэффициентов при факторах обобщенной функции вибрационного воздействия $F(A, \omega)$ были найдены на основе массива данных, полученных в результате экспериментов, с применением метода полинома и представлены в уравнении:

$$Y=T=25,46+22,75(A\omega)+0,36(A\omega^2)-14129,56(A^2\omega^2)$$

где $A\omega$ – виброскорость;

$A\omega^2$ – виброускорение, характеризует вибрационное силовое воздействие;

$A^2\omega^2$ – параметр, характеризующий энергию рассеяния в зоне резания [4].

Значения, на основе которых осуществлялись расчеты уравнения математической модели, входили в диапазон, соответствующий максимальному периоду стойкости режущего инструмента и ограничивались максимально возможными техническими параметрами экспериментальной установки для вибрационного точения.

Из результатов параметрических вычислений составляющих факторов уравнения модели было отмечено, что достижение максимального периода стойкости режущего инструмента возможно при обеспечении определенного соотношения низких значений амплитуд и высоких значений частот колебаний.

Сравнение полученных экспериментальных и расчетных значений позволило сформировать вывод об адекватности математической модели. Полученные в ходе проведения экспериментов значения стойкости режущего инструмента не выходили за границы доверительного интервала, рассчитанного по критерию Стьюдента [1, 2].

Теоретические исследования математической модели зависимости шероховатости от параметров виброрезания показали, что с увеличением величины вибраций, шероховатость обработанной поверхности ухудшается, в отличие от периода стойкости инструмента, который увеличивается [4].

Исследование полей температур

Назначение оптимальных параметров виброточения позволяет увеличить период стойкости реза и обеспечить процесс надежного стружкодробления. Точение труднообрабатываемых материалов с наложением на вершину режущего инструмента маятниковых тангенциальных колебаний, сопровождается образованием в зоне резания процессов, противоположных от традиционного точения, что обуславливает актуальность исследования. В связи с этим был смоделирован ряд экспериментов по вибрационному точению с помощью метода конечных элементов в программном комплексе DEFORM 2D:

- традиционное резание: $v = 88$ м/мин, $t = 0,5$ мм, $S_o = 0,26$ мм/об;
- виброрезание: $v = 88$ м/мин, $t = 0,5$ мм, $S_o = 0,26$ мм/об, амплитудно-частотные параметры колебаний – $A = 100$ мкм и $f = 50$ Гц.

Заготовка – аустенитная конструкционная сталь по стандарту AISI-321, которая является близким аналогом стали 12X18H10T. Материал инструмента – твердый сплав WC (карбид вольфрама). Заготовке придавались свойства пластичного материала с твердость по Бринеллю 170 НВ, а инструмент обладал свойствами «абсолютно» жесткого тела. Начальная температура заготовки и инструмента составляла 20 °С [5, 6].

По результатам моделирования процессов точения было установлено, что максимальная температура присуща процессу вибрационного резания, где $T = 356$ °С, в отличие от резания без колебаний, где $T = 313$ °С. Распределение температуры в контактной зоне для двух процессов резания различно. К примеру, для резания без колебаний температура в теле стружки составляла 200...240 °С, а при вибрационном резании – 190...230 °С. Стоит отметить, что в зоне контакта срезаемого слоя заготовки с поверхностью реза температура составляла 230...270 °С. Глубина распределения тепла в теле режущего инструмента заметных отличий не имела. Такое явление обуславливается температурой зон нагрева по главным поверхностям реза (рисунок 1).

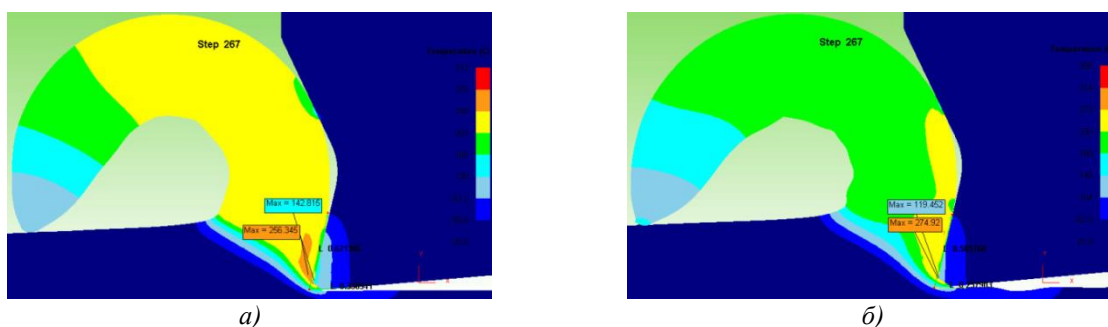


Рис. 1. Температура в зоне резания: а – при точении; б – при виброточении

В результате анализа зон распределения температур на поверхности режущего инструмента было установлено, что при традиционном резании существует три участка нагрева, с общей температурой в диапазоне от 56 до 166 °С. При вибрационном резании вершина режущего инструмента имеет два участка нагрева, с температурой в диапазоне от 62 до 146 °С. Такая особенность объясняется прерыванием постоянного контакта материала заготовки с режущим инструментом. Таким образом, снижение температуры на вершине режущего инструмента способствует увеличению его периода стойкости.

Анализ полученных расчетных значений температуры в зоне резания и на внутренней поверхности срезаемого слоя материала допускает сформулировать утверждение об оплавлении срезаемого слоя материала в виде стружки. Во время осуществления процесса резания постоянный контакт инструмента с материалом заготовки обеспечивает

постоянную высокую температуру в теле стружки (рисунок 1а), в свою очередь такая температура обеспечивает ее пластичность и сливной тип. При вибрационном резании происходит периодическое прерывание постоянного контакта режущего инструмента с обрабатываемой заготовкой. Такое явление обуславливает уменьшение тепла в теле стружки, снижение ее пластичности и изменение типа [7].

Из результатов моделирования процессов точения очевидно, что использование вибрационного резания способствует снижению температуры на вершине резца. Необходимо учесть интенсивность снижения тепла, которая зависит от определенного оптимального соотношения амплитуды и частоты колебаний вибрационного резания. Таким образом, для обеспечения снижения температуры амплитуда колебаний составляет $A = 80 \dots 120$ мкм, а частота колебаний, зависящая от скорости резания, должна находиться в соотношении с частотой вращения заготовки не менее чем 5:1.

Заключение

На основании представленных результатов моделирования методом конечных элементов, можно сформулировать следующие выводы:

- применение виброточения позволяет расширить диапазон значений оптимальных режимов резания наплавленных поверхностей и труднообрабатываемых материалов;
- виброточение материалов, обладающих высокой вязкостью, способствует формированию условий, при которых происходит исчерпание ресурса пластичности материала с последующим разрушением удаляемого слоя.

Таким образом, обобщая полученные результаты исследований, правомерно сформулировать вывод, что применение вибрационного точения, применительно к технологическим процессам изготовления и ремонта деталей из труднообрабатываемых материалов для горных машин и оборудования является актуальной задачей.

Литература

1. Сергиев А. П., Швачкин Е. Г. Обработка труднообрабатываемых материалов на примере стали 110Г13Л [Текст] / Сергиев А. П., Швачкин Е. Г. // *Фундаментальные и прикладные проблемы технологии машиностроения – Technology – 2000* // Тр. междунар. науч.-техн. конф. – Орел: ОрелГТУ, 2000. – С. 199 – 201.
2. Сергиев А. П., Волошин С. В., Швачкин Е. Г. Вибрационное резание стали 110Г13Л [Текст] / Сергиев А. П., Волошин С. В., Швачкин Е. Г. // *Вестник машиностроения*. – 2000. – № 12. – С. 50 – 52.
3. Sergiev A. P., Vladimirov A. A., Shvachkin E. G. Optimization of Vibrational Cutting // *Russian Engineering Research*, 2017, Vol. 37, No. 6, pp. 505 – 508.
4. Сергиев А. П., Владимиров А. А., Швачкин Е. Г. Влияние параметров виброрезания на период стойкости инструмента // *Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии*. 2016. №5 (319). С. 96 – 101.
5. Талантов Н. В. Физические основы процесса резания, изнашивания и разрушения инструмента. – М.: Машиностроение, 1992. – 240 с.
6. Корендяев Г. К. О конечно-элементном моделировании процесса обработки металлов резанием (часть 2) // *Вестник научно-технического развития*. 2015. № 3 (91). С. 14 – 24.
7. Владимиров А. А., Сергиев А. П., Макаров А. В. Моделирование процесса вибрационного точения в программном комплексе DEFORM // *Научно-технический вестник Поволжья*. 2018. № 5. С. 82 – 85.

ВЛИЯНИЕ СВЯЗИ МЕЖДУ СВОБОДНЫМИ ЭЛЕМЕНТАМИ ДИНАМИЧЕСКОГО ВИБРОГАСИТЕЛЯ НА ПОВЕДЕНИЕ ВИБРОИЗОЛИРУЕМОГО ТЕЛА

INFLUENCE OF COMMUNICATION BETWEEN ELEMENTS IN A DYNAMIC DAMPER ON A VIBRATED BODY BEHAVIOUR

Замурагин² Ю.М.² – магистрант, Гуськов^{1,2} А.М. – д.т.н., профессор,
Крупенин¹ В.Л. – д.т.н., г.н.с.

¹ИМАШ им. А.А. Благодирова РАН, Москва, Россия,

² МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия.

zamuraagin@yandex.ru

Abstract. Body-damper dynamic system is considered. Vibration damper consist of several elements, connected with nonlinear magnetic repulsion force. The case of the absence of magnetic forces is considered. Frequency responses for both cases of elements connections are obtained.

Key words: nonlinear dynamics magnets vibro–impact system vibrations damping

Аннотация. Рассмотрена динамическая модель системы тело-виброгаситель. Виброгаситель состоит из нескольких элементов, связанных нелинейной зависимостью магнитных сил отталкивания. Рассмотрен вариант отсутствия магнитных сил. Построены амплитудно-частотные характеристики для обоих вариантов связи между элементами.

Ключевые слова: нелинейные колебания магниты виброударная система гашение колебаний

Задача гашения колебаний остаётся весьма актуальной. Использование систем, снабженных свободными магнитами, представляет интерес как одна из разновидностей ударных гасителей колебаний. Целью данной работы является изучение влияния связи между элементами в виброгасителе на гашение колебаний. В первом случае используется аналитически полученная зависимость магнитной силы отталкивания, во втором случае магнитные силы взаимодействия между элементами отсутствуют.

В работе в качестве динамического вибрационного гасителя рассматривается виброударная система, состоящая из горизонтально расположенной трубки со свободными магнитами внутри и способными совершать продольные колебания с соударениями. В цилиндрической полости жесткого корпуса массой m_0 (Рис. а) расположены $(n+2)$ идентичных цилиндрических магнита, ориентированных друг к другу одноимёнными полюсами. Магниты считаются абсолютно твёрдыми точечными телами с массами m . Обозначим их координаты, отсчитываемые от левого конца цилиндрической полости как s_i . Магниты с номерами $i = 0, i=n+1$ жёстко закреплены на корпусе, в то время как остальные магниты в начальный момент времени равномерно распределены по длине полости. Считаем расстояния между ними в состоянии покоя одинаковыми и равными A . При колебаниях каждый магнит смещается на величину w_i , а зазоры принимают значения X_j :

$$s_i = iA + w_i, \quad i = 0, 1, 2, \dots, n+1; \quad X_j = s_j - s_{j-1} = A + w_j - w_{j-1}, \\ j = 1, 2, \dots, n, \quad s_0 \equiv 0, \quad s_{n+1} \equiv (n+1)A, \quad w_0 \equiv 0, \quad w_{n+1} \equiv 0$$

Будем использовать следующие безразмерные комплексы и переменные [1, 2]

$$X_* = a, \quad T_* = \sqrt{ma/F_0}, \quad \alpha = A/X_*, \quad \nu = \omega T_*, \quad \zeta = T_* d / 2m, \quad \xi = x/X_*, \quad \tau = t/T_*, \quad T_0 = 2\pi\nu^{-1}, \quad \mu = M/m$$

Данная система была рассмотрена в работах [1, 2]. В работе [1] были получены

уравнения движения элементов, а также найдены законы движений при внешнем кинематическом возбуждении. Для оценки эффективности данного устройства в качестве виброгасителя в данной работе рассматривается система тело-виброгаситель, изображенная на Рис. б (k – жесткость пружины, d_2 – коэффициент вязкого демпфирования, M – масса тела). В работе [2] были оценены способности гашения колебаний в зависимости от настройки системы. В данной работе рассматривается влияние характера взаимодействия между свободными элементами на эффективность виброгасителя.

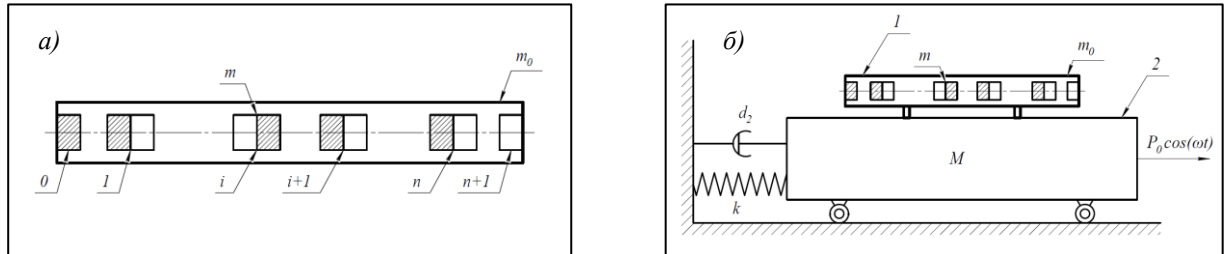


Рис. 1. а) Схема используемого устройства; б) Схема установки устройства на демпфируемое тело

Уравнения движения выводятся с помощью уравнений Лагранжа:

$$\begin{cases} \eta_i (\ddot{\xi}_i + \ddot{\xi}_{n+1}) + 2\zeta_1 \dot{\xi}_i + \Phi_{i+1} - \Phi_i = 0, & i=1, \dots, n \\ \ddot{\xi}_{n+1} + \sum_{i=1}^n \eta_i \ddot{\xi}_i + 2\zeta_2 \dot{\xi}_{n+1} + \kappa \xi_{n+1} - \Pi(\tau) = 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$\eta_i = m_i / \left(\sum_{j=1}^n m_j + M + m_0 \right), \quad \kappa = ka/F_0, \quad \Pi_0 = P_0/F_0$$

В данной системе переменные ξ_i ($i=1,2,..n$) отвечают за относительное перемещение элементов виброгасителя относительно положения равновесия в подвижной системе координат связанной с демпфируемым телом, а при $i=n+1$ – за перемещение тела в глобальной неподвижной системе координат. Функция Φ_i описывает взаимодействие между i и $(i-1)$ магнитами.

В работе [2] аналитически была получена зависимость силы взаимодействия между магнитами:

$$F(z) = F_0 z / (1 + z^2)^{5/2}, \quad F_0 = 3\pi B_M^2 h^2 / 2\mu_0, \quad z = X/r.$$

Там же была изучена математическая модель, использующая следующую зависимость, которая близка к полученной экспериментально:

$$F(z) = F_0 (z - h/(2r)) / \left(1 + (z - h/(2r))^2 \right)^3$$

Для численного интегрирования система уравнений (4) приводится к матричному виду:

$$\dot{\mathbf{Y}} = \mathbf{A}\mathbf{Y} + \mathbf{g}(\xi, t); \quad \mathbf{Y} = \{\xi^T, \dot{\xi}^T\}^T$$

В зависимости от величины внешнего воздействия возможны виброударные режимы. Для учёта ударов, необходимо ввести переменную, отвечающую за расстояние между двумя соседними магнитами:

$$\rho_i = \alpha + \xi_i - \xi_{i-1}, \quad i = 1, ..n+1$$

Удар происходит, когда переменная ρ равняется нулю. Используя известную гипотезу Ньютона о коэффициенте восстановления (r) при ударе [3], получаем следующие соотношения для двух магнитов, не являющихся крайними:

$$\begin{cases} \xi_{i-1}^+ = \xi_{i-1}^-, & \dot{\xi}_{i-1}^+ = [(m_{i-1} - rm_i)\dot{\xi}_{i-1}^- + m_i(1+r)\dot{\xi}_i^-]/(m_{i-1} + m_i); \\ \xi_i^+ = \xi_i^-, & \dot{\xi}_i^+ = [m_{i-1}(1+r)\dot{\xi}_{i-1}^- + (m_i - rm_{i-1})\dot{\xi}_i^-]/(m_{i-1} + m_i); \end{cases} \quad i = 2, \dots, n-1.$$

Для крайних магнитов (элементы гасителя двигаются в переносной системе координат, а тело в глобальной, неподвижной):

$$\begin{cases} \xi_{n+1}^+ = \xi_{n+1}^-, & \dot{\xi}_{n+1}^+ = \dot{\xi}_{n+1}^- + m_i(1+r)\dot{\xi}_i^-/(M + m_i); \\ \xi_i^+ = \xi_i^-, & \dot{\xi}_i^+ = (m_i - rM)\dot{\xi}_i^-/(M + m_i) \end{cases} \quad i = 1, i = n.$$

Реализация движения при отсутствии магнитных сил показана на *Рис.* (элементы виброгасителя) и *Рис.* (движение тела с гасителем и без него), при следующих параметрах системы:

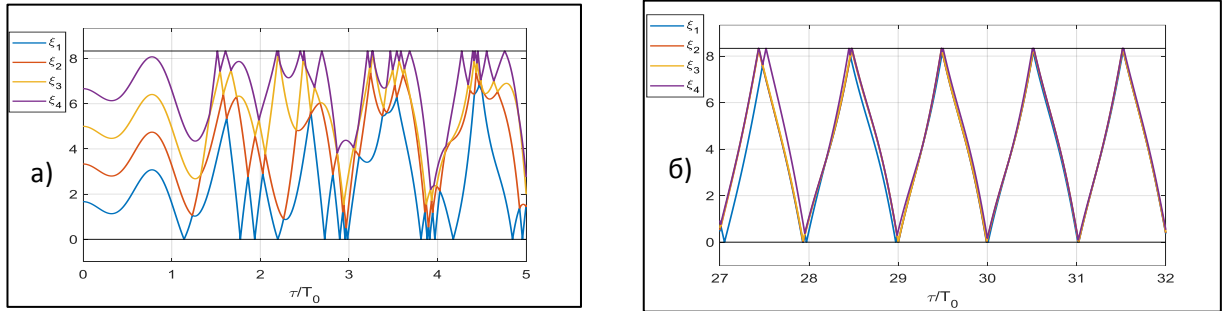


Рис. 2. Реализация движения элементов в отсутствие магнитных сил отталкивания (а – 0-5 периоды колебаний; б – 27-32 периоды колебаний)

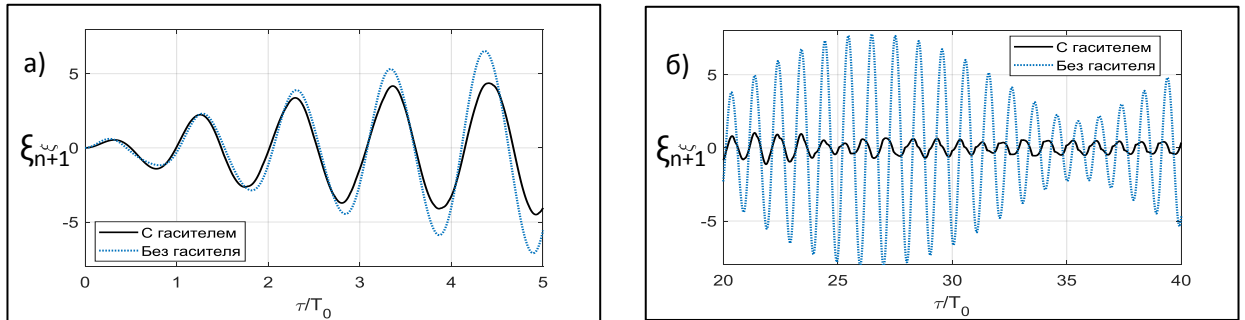


Рис. 3. Реализация движения тела с гасителем и без него (а – 0-5 периоды колебаний; б – 20-40 периоды колебаний)

Реализация движения при аналитически полученной [2] зависимости сил отталкивания показана на *Рис.* (элементы в виброгасителе) и *Рис.* (движение тела с гасителем и без него), при следующих параметрах системы:

$$\alpha = 1.67, \mu = 25.43, \kappa = 0.0039, \Pi_0 = 0.0023, \nu = 0.0117, \nu_0 = 0.0110, F_0 = 3098.7$$

$$F(z) = F_0(z - h/8r) / (1 + (z - h/8r)^2)^3 \quad (5)$$

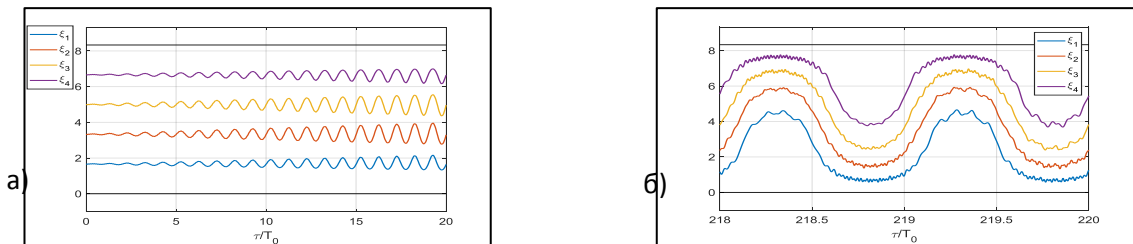


Рис. 4. Реализация движения элементов с аналитически полученной зависимостью магнитной силы (а – 0-20 периоды колебаний; б – 218-220 периоды колебаний)

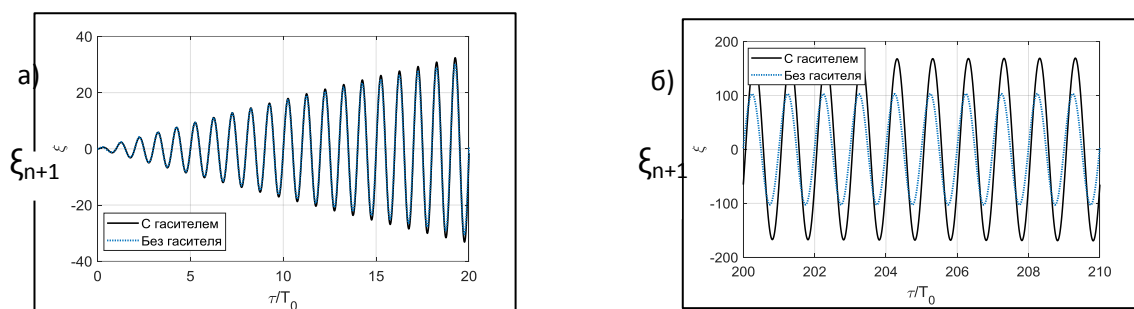


Рис. 5. Реализация движения тела с гасителем и без него (а – 0-20 периоды колебаний; б – 200-210 периоды колебаний)

На Рис. даны АЧХ построенные для двух вариантов каждого из гасителей (с магнитами и без магнитов) с двумя вариантами зазоров в состоянии покоя (10мм и 25мм). Взяты следующие параметры:

$$\mu = 25.43, \kappa = 0.0039, \Pi_0 = 0.0023, \nu = [0.9\nu_0, 1.1\nu_0], \nu_0 = 0.0110, r = 0.95$$

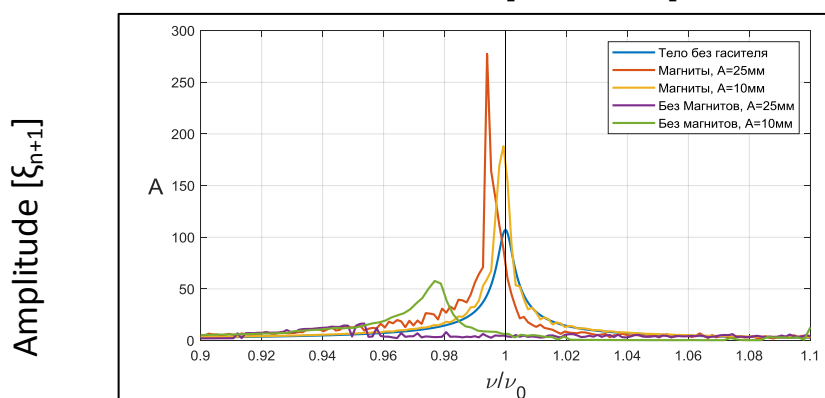


Рис. 6. Сравнение АЧХ для разных вариантов виброгасителя

В качестве вывода отметим следующее: виброгаситель, математическая модель которого использует соотношение (5), не только не гасит колебания тела, но и достаточно заметно увеличивает амплитуду вынужденных колебаний. В то же время, если сила магнитного взаимодействия отсутствует или используются экспериментально полученные данные [1], то применяемая модель показывает достаточно высокую эффективность виброгасителя.

Работа выполнена за счёт Российского Научного Фонда (проект №19-19-00065)

Литература

1. Замурагин Ю.М., Гуськов А.М. «Амплитудно-частотная характеристика виброударной системы с магнитными элементами». XXX Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС-2018): Сборник трудов конференции (Москва, 20-23 ноября 2018) / М: Изд-во ИМАШ РАН, 2019 – 742 с.- С. 304–307.
2. Замурагин Ю.М., Гуськов А.М., Крупенин В.Л., «О гашении колебаний посредством системы с большим числом свободных соударяющихся магнитных элементов». // Вестник научно-технического развития. – 2019. №10.
3. Бабицкий В.И. Теория виброударных систем (приближенные методы), Главная редакция физико-математической литературы издательства «Наука», М. 1978, 352 стр.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РОТОРА С УЧЕТОМ ПОДШИПНИКА СКОЛЬЖЕНИЯ

STUDY OF ROTOR DYNAMICS WITH ACCOUNT OF JOURNAL BEARING

Иванов^{1,2} И.И. – к.т.н., ведущий инженер, Белоусов¹ В.В. – инженер 1-й категории,
Мясников^{1,2} В.Ю. – инженер 1-й категории, Серебряков¹ Н.Н. – к.т.н., начальник
сектора, Шадрин^{1,2} Д.В. – начальник отдела

¹Центральный институт авиационного моторостроения им. П.И. Баранова

²Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана

iiivanov@ciam.ru

Abstract. The paper describes an approach to rotor dynamics simulation with account of bearings' nonlinear properties. Simple exponential nonlinear elastic models of rolling bearings were used. One of analytical solutions of the Reynolds' equation was applied for journal bearing modeling. The problem was solved in nonlinear non-stationary formulation with account of reciprocal influence of rotor's displacements and bearings' reactions. Results of multi-variant simulation are summarized as amplitude frequency dependencies and waterfall diagrams.

Key words: rotor dynamics, nonlinear vibrations, bearing.

Аннотация. В работе описан подход к моделированию динамики ротора с учетом нелинейных характеристик подшипников. Для подшипников качения используются нелинейные степенные упругие модели. Для подшипника скольжения применен один из вариантов аналитического решения уравнения Рейнольдса. Задача решается в нелинейной нестационарной постановке с учетом взаимного влияния перемещений ротора и опорных реакций подшипников. Результаты многовариантного моделирования обобщены в виде амплитудно-частотных характеристик и каскадных диаграмм.

Ключевые слова: роторная динамика, нелинейные колебания, подшипник.

В настоящее время для моделирования системы «ротор-подшипники-корпус» в практических расчетах применяются упрощенные линеаризованные модели подшипников. Для авиационных двигателей, ввиду сравнительно более высокой податливости корпусов и низкой чувствительности динамического поведения к характеристикам подшипников, такое упрощение уместно. Но в случае наземных установок с жесткими корпусами целесообразно рассматривать нелинейные модели подшипников, особенно – подшипников скольжения, отличающихся неконсервативным характером действующих сил. Аналогичные рассуждения справедливы и для гидравлических демпферов в опорах роторов [1].

Общепринятым уравнением, описывающим силы, действующие в тонком масляном слое, является уравнение Рейнольдса [2]. Классические решения [2] данного уравнения для так называемых «длинного» и «короткого» подшипников скольжения предложены соответственно Зоммерфельдом и Оцвирком. Важными ограничениями данных моделей являются гипотезы об идеальном уплотнении для «длинного» подшипника и об отсутствии уплотнения для «короткого». Данные допущения не позволяют применять указанные решения для произвольных размеров и конструкций подшипника.

Современные работы в области моделирования подшипников скольжения можно условно разделить на две категории: развитие численных методов решения уравнения Рейнольдса, в частности – модификации алгоритма Элрода [3,4]; совершенствование аналитических подходов [5,6]. Хотя численные методы гарантированно способны обеспечивать высокую точность рассчитываемых давлений в масляном слое, при решении задач роторной динамики данный подход приводит к необоснованно высоким вычислительным затратам. Поэтому в моделях «ротор-подшипники-корпус» применяются упрощенные аналитические решения уравнения Рейнольдса [7].

Наиболее известны решения, основанные на гипотезах «длинного» и «короткого» подшипника, а также «полного» и «половинного» охвата [8]. Данные семейства решений имеют ограниченную область применения, так как размер области кавитации заранее неизвестен, а реальные характеристики уплотнений зачастую не соответствуют моделям «длинного» и «короткого» подшипников.

В настоящей работе исследуется модель роторной динамики, включающая усовершенствованную аналитическую модель подшипника скольжения [9]:

$$p = \lambda p_c(\varphi) \left(\frac{z}{L} + \frac{1}{2} \right) + p_s \left(\frac{1}{2} - \frac{z}{L} \right) + 6\mu \left(\frac{L}{c} \right)^2 \frac{(\dot{\varepsilon} \cos \varphi + \varepsilon(\omega - \Omega/2))}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^3} \left(\left(\frac{z}{L} \right)^2 - \frac{1}{4} \right) \quad (1)$$

$$p_c(\varphi) = \frac{6\mu R^2}{c^2} \cdot \left[\frac{\dot{\varepsilon}}{\varepsilon} \left(\frac{1}{(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} - \frac{1}{(1 + \varepsilon)^2} \right) + (\Omega - 2\omega) \frac{\varepsilon \sin \varphi (2 + \varepsilon \cos \varphi)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \varphi)^2} \right] + p_s \quad (2)$$

где λ – безразмерный параметр уплотнения, $\lambda=0..1$; $p_c(\varphi)$ – окружное распределение давления для «длинного» подшипника, МПа; φ – угловая координата масляного слоя, отсчитываемая от точки с наибольшей толщиной, рад; z – осевая координата точки масляного слоя в подшипнике, мм; L – длина подшипника скольжения, мм; p_s – давление подачи масла, МПа; μ – динамическая вязкость масла, МПа·с; c – радиальный зазор, мм; ε – безразмерный эксцентриситет шейки вала в подшипнике, равный отношению радиального смещения к радиальному зазору; ω – угловая скорость прецессии шейки вала, рад/с; Ω – частота вращения ротора, рад/с; R – радиус подшипника, мм.

Модель (1), (2) за счет настройки параметра λ позволяет учет подшипников с неидеальными характеристиками уплотнений. Задавая λ и p_s , возможно [8] моделировать подшипники скольжения с различными сочетаниями уплотнений и канавок для подачи масла. Реакции подшипника скольжения вычисляются как интегралы от выражения (1) по поверхности с учетом направления. Кавитация учитывается следующим образом: если давление p в некоторой точке масляной пленки оказывается меньше давления кавитации p_{cav} , принятого равным нулю, то принимаем $p = p_{cav}$. Такое приближение допустимо, если в фокусе интереса находятся интегральные величины – силы масляного слоя.

Моделирование роторной динамики производится в комплексе MSC Nastran путем решения векторно-матричной системы уравнений:

$$[M]\{\ddot{q}\} + [D]\{\dot{q}\} + [G]\{q\} + [K]\{q\} = \{f\} \quad (3)$$

где $[M]$ – матрица масс, $[K]$ – матрица жесткости, $[D]$ – диссипативная и $[G]$ – гироскопическая матрицы, $\{f\}$ – вектор узловых сил. $\{f\}$ включает в себя центробежные усилия от дисбалансов ротора и опорные реакции подшипников.

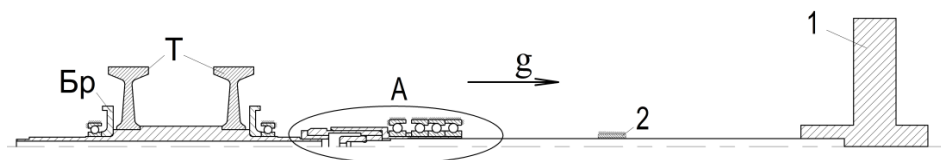
Реакции подшипников качения вычисляются по формуле:

$$F_r = c \delta_r^n \quad (4)$$

где F_r – суммарная радиальная сила на подшипник, Н; c – константа, определяемая количеством и диаметром тел качения и углом контакта в подшипнике; δ_r – радиальное перемещение ротора относительно корпуса в сечении подшипника, м; n – показатель степени, для ролика $n = 10/9$, для шарика $n = 3/2$. Величина c определяется на основе теорий Герца и Штрибека [10].

На каждом временном шаге итерационно решается нелинейная задача. В процессе итераций из уравнения (3) определяются перемещения ротора, на основе которых из уравнений (1), (2), (4) определяются давления в масляном слое и вычисляются опорные реакции подшипников, которые затем прикладываются к конечно-элементной модели ротора для вычисления перемещений на следующей итерации.

Расчетная схема вертикально расположенного ротора представлена на рис 1, конечно-элементная модель – на рис 2. Расчетные поперечные перемещения ротора в сечении подшипника скольжения для значений частоты вращения 1000 об/мин и 3000 об/мин представлены соответственно на рис 3 и рис 4. Из рис 3 видно, что колебания имеют ограниченный характер, на спектре присутствует только первая гармоника частоты вращения ротора. Из рис 4 видно, что имеет место нарастание амплитуд колебаний, в спектре доминирует субсинхронная составляющая колебаний.



Бр – детали из бронзы, Т – детали из титана, 1 – модельный диск, 2 – подшипник скольжения, А – соединение вала, на который посажен модельный диск, и приводного вала и подшипниковый узел
 Рис. 1. Расчётная схема ротора



Рис. 2. Конечно-элементная модель ротора

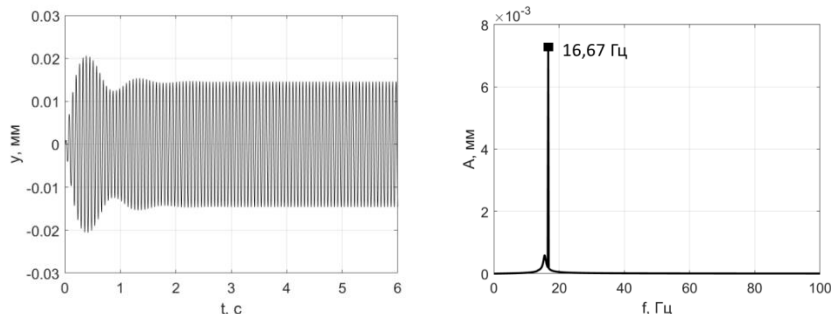


Рис. 3. Зависимость перемещений от времени (слева) и спектр перемещений (справа) для частоты вращения 1000 об/мин

Обобщение результатов расчетов для различных значений частоты вращения представлено на рис 5 в виде каскадной диаграммы и амплитудно-частотной характеристики. На последней можно выделить резонансный пик и сплошную область автоколебаний в правой части. На каскадной диаграмме есть два семейства пиков: синхронная вибрация и субсинхронная вибрация, обусловленная автоколебаниями. Данные особенности хорошо совпадают с известными классическими решениями [11].
 Заключение. Разработанная модель роторной динамики с нелинейными подшипниками позволяет исследовать как резонансные колебания роторов, так и автоколебания, обусловленные неконсервативным характером сил в масляном слое. Подход может использоваться для моделирования гидравлических демпферов, если принять частоту вращения ротора равной нулю. В рамках работы разработан код на языке C++, имплементирующий модель подшипника скольжения в конечно-элементный комплекс общего назначения MSC Nastran.

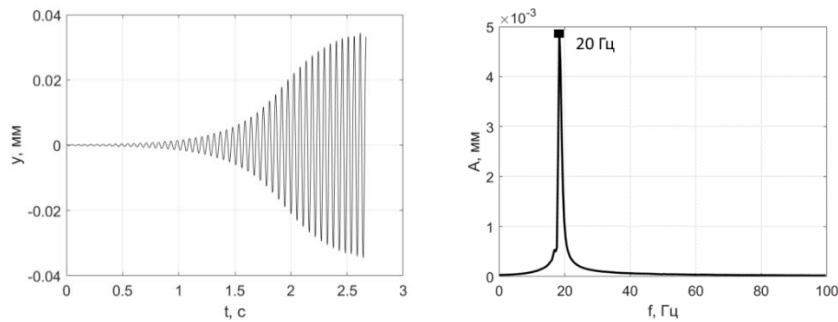


Рис. 4. Зависимость перемещений от времени (слева) и спектр перемещений (справа) для частоты вращения 3000 об/мин

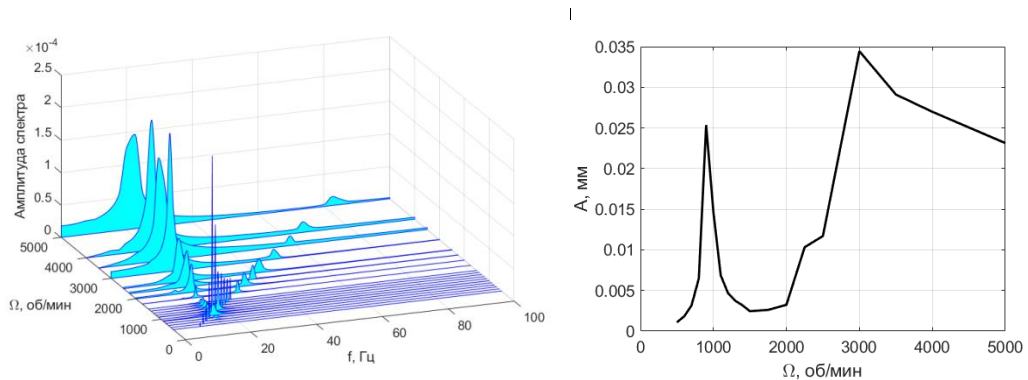


Рис. 5. Каскадная диаграмма (слева) и амплитудно-частотная характеристика (справа)

Литература

1. Иноземцев А. А., Сандрацкий В. Л. Газотурбинные двигатели. Пермь: ОАО «Авиадвигатель», 2006.
2. Hamrock B. J. Fundamentals of Fluid Film Lubrication. New York: McGraw-Hill, 1994.
3. Nowald G., Schmoll R., Schweizer B. Influence of fluid film cavitation effects on the stability of rotors in journal bearings //VIRM 11–Vibrations in Rotating Machinery, Manchester, United Kingdom, September 13th–15th. 2016.
4. Miraskari M. et al. A robust modification to the universal cavitation algorithm in journal bearings //Journal of Tribology. 2017. Vol. 139. №. 3. P. 031703.
5. Vignolo G., Barilá D., Quinzani L. Approximate analytical solution to Reynolds equation for finite length journal bearings //Tribology International. 2011. Vol. 44. №. 10. P. 1089-1099.
6. Chasalevris A., Sfyris D. Evaluation of the finite journal bearing characteristics, using the exact analytical solution of the Reynolds equation //Tribology International. 2013. Vol. 57. P. 216-234.
7. De Castro H., Cavalca K., Nordmann R. Whirl and whip instabilities in rotor-bearing system considering a nonlinear force model //Journal of Sound and Vibration. 2008. Vol. 317. №. 1-2. P. 273-293.
8. Leontiev M. Damper supports. Rotor-Bearing Dynamics Technology Design Guide, 1996.
9. Dede M. M., Dogan M., Holmes R. The damping capacity of a sealed squeeze film bearing //Journal of Tribology. 1985. Vol. 107. №. 3. P. 411-418.
10. Harris T.A. Rolling Bearing Analysis. NY: John Wiley, 2001.
11. Muszynska A. Rotordynamics. CRC press, 2005.

**ВЛИЯНИЕ НЕОРТОГОНАЛЬНОСТИ ДИСКА ОСЕВОГО
ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОДШИПНИКА НА ОБЛАСТИ
УСТОЙЧИВОСТИ ЖЕСТКОГО РОТОРА НА ПОЛНОМ
ЭЛЕКТРОМАГНИТНОМ ПОДВЕСЕ¹**

*THE IMPACT OF NONORTHOGONALITY OF THE AXIAL
ELECTROMAGNETIC BEARING DISK ON THE STABILITY REGION OF A
RIGID ROTOR ON FULL ELECTROMAGNETIC SUSPENSION*

Капитанов Д.В. – старший преподаватель, **Бобыльков А.Г.** – магистрант,
Капитанова О.В. – доцент

Национальный исследовательский Нижегородский государственный университет
им. Н.И. Лобачевского
dis-kdv@mail.ru

Abstract. This work presents the results of a research of the stability of a rigid homogeneous rotor with a symmetric radial EMB arrangement relative to the middle, supported in the vertical direction by an axial EMB. In the first part of the work, the researches were held using a proportional-differential regulator in the system. In the second part of the work was considered the impact of the control function parameters in the cases of instantaneous generation of the displacement signal and with delay.

Key words: rotor, stability, electromagnetic bearings, proportional-differential regulator, control.

Аннотация. В работе представлены результаты исследования устойчивости жесткого однородного ротора с симметричным относительно середины расположением радиальных ЭМП, поддерживаемого в вертикальном направлении осевым ЭМП. В первой части работы исследования проведены при использовании в системе пропорционально-дифференциального регулятора. Во второй части работы рассматривается влияние параметров функции управления в случаях мгновенного формирования сигнала перемещений и с запаздыванием.

Ключевые слова: ротор, устойчивость, электромагнитные подшипники, пропорционально-дифференциальный регулятор, управление.

Ротор, вращающийся в подшипниковых опорах, – основной элемент множества машин. Рост мощностей и скоростей вращения в роторных машинах при одновременном уменьшении массы и габаритов ставит проблему повышения долговечности подшипниковых узлов как первоочередную. Кроме того, для большого количества областей современной техники требуются подшипники, которые способны надежно работать в экстремальных условиях: при высоких и низких температурах, в вакууме, в агрессивных средах и т.д. Решением всех этих проблем может быть использование подшипников, в которых для создания опорных реакций используются магнитные и электрические поля [1, 2].

Рассматривается движение жесткого однородного ротора с симметричным относительно середины расположением радиальных электромагнитных подшипников (РЭМП) (рис. 1). В вертикальном направлении ротор поддерживает осевой электромагнитный подшипник (ОЭМП). ОЭМП ограничивает вертикальные перемещения ротора в заданном диапазоне, а так же создает вертикальную силу, уравнивающую силу веса ротора. ОЭМП включает в себя диск, который жестко соединен с ротором, и кольцевые магниты.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-08-01092 А

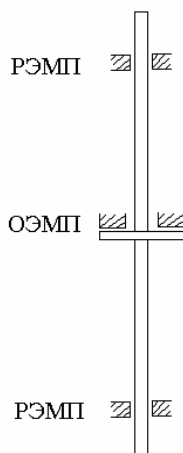


Рис.1. Вертикальный жесткий ротор с симметричным относительно середины расположенным РЭМП, поддерживаемый ОЭМП

Уравнение, описывающее несимметричную форму колебаний ротора, имеет вид:

$$\frac{1}{3} m \cdot \ddot{a}(t) = -2 \frac{M_*}{l} \left(\theta_0 - \frac{2}{l} a(t) \right) + 2 \left(K \frac{I_{np}^2}{(S_0 - a(t))^2} - K \frac{I_{лев}^2}{(S_0 + a(t))^2} \right), \quad (1)$$

где $a(t)$ – смещения ротора в местах расположения РЭМП, m – масса ротора, l – длина ротора, M_* – постоянная момента, обусловленного влиянием ОЭМП и увеличивающего угол наклона диска, θ_0 – монтажная неортогональность плоскости диска оси ротора,

$K = \frac{L_0 S_0}{2}$, L_0 – индуктивность при нулевом смещении ротора, S_0 – эффективный зазор, $I_{np}, I_{лев}$ – токи в противоположных обмотках.

1. Исследование устойчивости жесткого ротора с использованием в системе пропорционально-дифференциального регулятора

При использовании в системе управления пропорционально-дифференциального регулятора (ПД-регулятора) зависимость тока I от перемещения ротора $a(t)$ в сечении расположения радиального ЭМП задается выражением:

$$I = ba(t) + c\dot{a}(t),$$

где b и c – параметры ПД-регулятора.

Выражения для токов в противоположных обмотках $I_{np}, I_{лев}$ имеют вид:

$$I_{np} = I_0 - ba(t) - c\dot{a}(t), \quad I_{лев} = I_0 + ba(t) + c\dot{a}(t). \quad (2)$$

С учетом выражений (2) уравнение движения ротора (1) примет вид:

$$\ddot{a}(t) + \frac{24K}{mS_0^2} I_0 \cdot c\dot{a}(t) + \left(\frac{24K}{mS_0^2} \cdot I_0 \cdot b - \frac{24K}{mS_0^3} I_0^2 - 12 \frac{M_*}{ml^2} \right) a(t) = 0.$$

Исследование характеристического уравнения для данной системы показывает, что состояние равновесия будет асимптотически устойчиво при выполнении следующих условий:

$$\begin{cases} c > 0, \\ b > \frac{I_0}{S_0} + \frac{M_* S_0^2}{2l^2 K I_0}. \end{cases}$$

2. Исследование устойчивости жесткого ротора относительно параметров управления системы

Выражения для токов в противоположных обмотках I_{np}, I_{lv} имеют следующий вид:

$$I_{np} = I_0 - I, \quad I_{lv} = I_0 + I. \quad (3)$$

С учетом (3) уравнение движения (1) примет следующий вид:

$$m \cdot \ddot{a}(t) = \left(\frac{12M_*}{l^2} + I_0^2 \frac{24K}{S_0^3} + I^2 \frac{24K}{S_0^3} \right) a(t) - \left(6 \frac{M_*}{l} \theta_0 + \frac{24 \cdot K}{S_0^2} I_0 I \right). \quad (4)$$

Зависимость тока в катушках индуктивности определяется из следующего уравнения:

$$T \frac{dI}{dt} + I = w, \quad (5)$$

где w – функция сигнала системы управления, $T = \frac{L}{R}$, L – индуктивность катушки, R – сопротивление.

В случае мгновенного формирования сигнала перемещения функция управления в уравнении (5) имеет вид: $w = b\dot{a} + ca$.

В случае формирования сигнала перемещений с запаздыванием в уравнении для тока в катушках индуктивности (5) выражение для функции управления w имеет вид: $w = b\dot{d} + cd$. Для определения параметра d , характеризующего показания датчиков перемещений ротора, используется уравнение для формирования сигнала перемещения в следующем виде: $T_1 \dot{d} + d = a$ (T_1 – постоянная времени датчика).

Исследования, проведенные в окрестности состояния равновесия системы, позволяют определить область устойчивости в зависимости от параметров управления b и c .

Расчеты проведены при следующих параметрах системы: $L = 0.01625 \text{ Гн}$, $R = 1.86 \text{ Ом}$, $m = 270 \text{ кг}$, $K = 0.244 \text{ Гн} \cdot \text{мм}$, $I_0 = 1 \text{ А}$, $S_0 = 1.5 \text{ мм}$, $\theta_0 = 0.01$, $M_* = 0.008 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

На рис.2 и рис.3 выделены области устойчивости в случае мгновенного формирования сигнала в зависимости от параметров управления b и c в случаях отсутствия монтажной неортогональности диска оси ротора ($\theta_0 = 0$) и при ее наличии соответственно. На рис.4 и рис.5 представлены аналогичные результаты в случае формирования сигнала перемещений с запаздыванием.

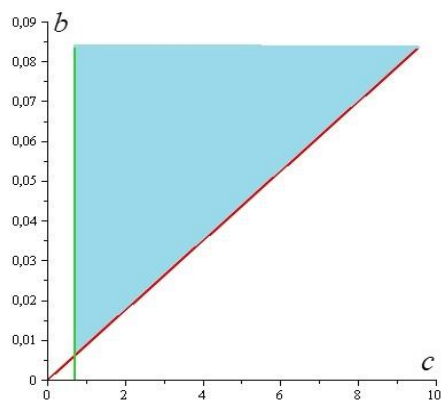


Рис.2. Область устойчивости в случае мгновенного формирования сигнала при отсутствии неортогональности

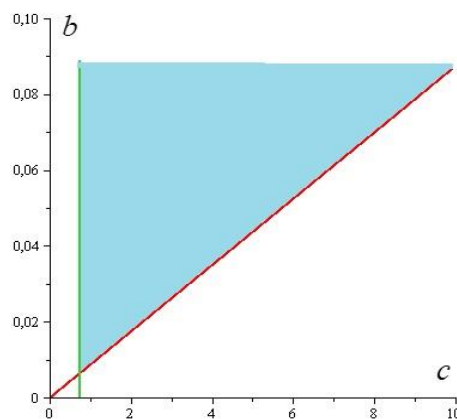


Рис.3. Область устойчивости в случае мгновенного формирования сигнала при наличии монтажной неортогональности

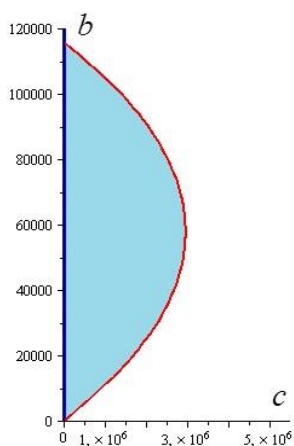


Рис.4. Область устойчивости в случае формирования сигнала с запаздыванием при отсутствии монтажной неортогональности

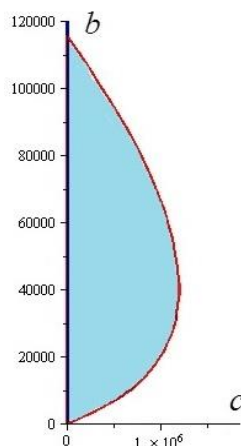


Рис.5. Область устойчивости в случае формирования сигнала с запаздыванием при наличии монтажной неортогональности

На основании полученных результатов можно сделать вывод, что наличие монтажной неортогональности плоскости диска оси ротора в случае мгновенного формирования сигнала перемещения не оказывает влияния на устойчивость ротора. Однако, в случае формирования сигнала с запаздыванием отмеченная неортогональность сужает область устойчивости на плоскости параметров управления (c , b), и для обеспечения надежной работы подобных систем требуется минимизация этой конструкционной особенности.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-08-01092 А

Литература

1. Журавлев Ю.Н. Активные магнитные подшипники. Теория, расчет, применение. – СПб.: Политехника, 2003. – 206 с.
2. Schweitzer G., Bleuler H., Traxler A. Active magnetic bearings. Basics, Properties and Applications. – Vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zurich, 1994. – 244 p.

ЧИСЛЕННЫЙ АНАЛИЗ ВЫНУЖДЕННЫХ КОЛЕБАНИЙ ВИСЯЧЕГО МОСТА ЗОЛОТЫЕ ВОРОТА В СЛУЧАЕ ВНУТРЕННЕГО РЕЗОНАНСА 1:1*

NUMERICAL ANALYSIS OF FORCED VIBRATIONS OF GOLDEN GATE SUSPENSION BRIDGE IN CASE OF 1:1 INTERNAL RESONANCE

Катембо А.Л. – асп., Канду В.В. – асп., Шитикова М.В. – проф.

Воронежский государственный технический университет,
Научный центр по фундаментальным исследованиям в области естественных и
строительных наук им. проф. Ю.А.Россихина
katembo2020@gmail.com

Abstract. Nonlinear forced vibrations of suspension bridges are studied under conditions of a combination of internal and external resonances, when the frequency of the external force is close to one of the natural frequencies of the suspension system, which is subjected to the one-to-one internal resonance. The damping characteristics are described by the rheological model involving a fractional derivative, which is interpreted as a fractional power of the differentiation operator. The main subject of this research is the numerical analysis of the fractional damping order influence on the dynamic behavior of a suspension combined system.

Key words: Suspension bridge, generalized method of multiple time scales, nonlinear vibrations, internal resonance.

Аннотация. Исследуются нелинейные вынужденные колебания висячих мостов в условиях сочетания внутреннего и внешнего резонансов, когда частота внешней силы близка к одной из собственных частот висячей системы, которая, в свою очередь, находится в условиях внутреннего резонанса один-к-одному. Демпфирующие характеристики описываются реологической моделью с дробной производной, которая интерпретируется как дробная степень оператора дифференцирования. Основным предметом исследования является численный анализ влияния дробного порядка демпфирования на динамическое поведение висячей комбинированной системы.

Ключевые слова: Висячий мост, обобщенный метод многих временных масштабов, нелинейные колебания, внутренний резонанс.

В гибких висячих мостах под действием различных динамических нагрузок, таких как подвижная или ветровая, могут возникать сильные изгибно-крутильные колебания, развивающиеся иногда до чрезвычайно больших амплитуд, затрудняющих нормальную эксплуатацию моста, а иногда вызывающие его разрушение. В силу низкой демпфирующей способности висячих мостов колебания могут сопровождаться перекачкой энергии между различными модами колебаний еще долгое время и после снятия нагрузки, которая была причиной их возникновения. Это объясняется явлением внутреннего резонанса, когда одна из частот свободных изгибных колебаний близка по своему значению одной из собственных частот крутильных колебаний, что на практике может иметь место довольно часто в силу плотности спектра собственных частот висячих мостов, которые в значительной мере зависят от геометрических параметров моста. Поэтому задача исследования внутреннего резонанса в висячих мостах является весьма актуальной.

Первые натурные наблюдения колебаний висячего моста «Золотые ворота» были выполнены в период с 1933 по 1942 годы, когда были установлены сейсмологические приборы на опорах, башнях и тросах для измерения возможных колебаний [1]. После

*Исследование выполнено в рамках базовой части гос. задания Министерства науки и высшего образования РФ, проект № 9.5138.2017/8.9

разрушения Tacoma Narrows Bridge в 1940 году было решено установить десять приборов для измерения вертикальных перемещений моста, которые работали непрерывно до 1954. Vincent [2-4] проанализировал эти записи наблюдений колебаний моста «Золотые ворота». Натурные наблюдения за этим мостом продолжались вестись [5-8]. Так, экспериментальные данные, полученные в [8], показали, что различные колебательные режимы характеризуются разными коэффициентами затухания, а порядок малости этих коэффициентов говорит о низкой демпфирующей способности висячих комбинированных систем, приводя к длительной перекачке энергии из одной подсистемы в другую. Однако аналитическая модель, описанная в работе [9], дала коэффициенты затухания, независимые от частот колебаний.

Для приведения теоретических исследований в соответствие с экспериментом в [10] были введены дробные производные для описания процессов внутреннего трения, протекающих в висячих комбинированных системах при свободных колебаниях. Предложенная модель висячего моста позволяет получить коэффициенты демпфирования, зависящие от собственных частот колебаний. Эта модель была далее обобщена в [11] путем использования двух различных параметров дробности для анализа вертикальных и крутильных колебаний.

Модель, предложенная в [11] для анализа свободных колебаний, была обобщена авторами в работе [12] на случай нелинейных вынужденных колебаний висячих мостов, когда частота внешней силы близка к одной из собственных частот вертикальных колебаний висячей комбинированной системы, которая находится в условиях внутреннего резонанса один-к-одному. В данной работе проведены численные исследования уравнений, полученных в [12].

Рассмотрим вынужденные колебания висячего моста, следуя работе [12], считая, что в колебательном процессе преобладают только две моды, а именно: вертикальная n -я мода с линейной собственной частотой ω_{0n} и крутильная m -я мода с собственной частотой Ω_{0m} , тогда функции $\eta(z, t)$ и $\varphi(z, t)$ можно приближенно определить как

$$\eta(z, t) \sim v_n(z)x_{1n}(t), \quad \varphi(z, t) \sim \Theta_m(z)x_{2m}(t), \quad (1)$$

где $x_{1n}(t)$ и $x_{2m}(t)$ – обобщенные перемещения, а $v_n(z)$ и $\Theta_m(z)$ – собственные формы двух взаимодействующих мод колебаний. Тогда система уравнений, описывающих вынужденные колебания, записывается в безразмерном виде как

$$\begin{aligned} \ddot{x}_{1n} + \omega_{0n}^2 x_{1n} + \beta D_+^{\gamma_1} x_1 + a_{11}^n x_{1n}^2 + a_{22}^{nm} x_{2m}^2 + (b_{11}^n x_{1n}^2 + b_{22}^{nm} x_{2m}^2) x_{1n} &= \hat{F} \cos(\omega t), \\ \ddot{x}_{2m} + \Omega_{0m}^2 x_{2m} + \beta D_+^{\gamma_2} x_2 + a_{12}^{nm} x_{1n} x_{2m} + (c_{11}^{nm} x_{1n}^2 + c_{22}^m x_{2m}^2) x_{2m} &= 0, \end{aligned} \quad (2)$$

где коэффициенты a_{ij} , b_{ij} и c_{ij} ($i=1,2, j=2$) определены в [5] (нижние индексы m и n опущены для простоты изложения), $\hat{F} = \text{const}$ – амплитуда внешней гармонической силы, $\beta D_+^{\gamma_1} x_1$ и $\beta D_+^{\gamma_2} x_2$ – слагаемые, описывающие неупругую реакцию системы, β – коэффициент вязкости, $D_+^{\gamma} x$ ($\gamma = \gamma_1, \gamma_2$) – дробная производная, которая интерпретируется как дробная степень оператора дифференцирования [5,6]:

$$D_+^{\gamma} x = \left(\frac{d}{dt} \right)^{\gamma} \quad (0 < \gamma \leq 1). \quad (3)$$

Система уравнений относительно амплитуд a_i и фаз φ_i ($i = 1,2$) нелинейных колебаний имеет вид:

$$\dot{a}_1 + \frac{1}{2} \mu \omega_0^{\gamma_1 - 1} \sin\left(\frac{1}{2} \pi \gamma_1\right) a_1 - \frac{1}{4} \Gamma_1 a_1 a_2^2 \sin \delta + \frac{1}{4} F \omega_0^{-1} \sin \varphi_1 = 0, \quad (4a)$$

$$\dot{a}_2 + \frac{1}{2} \mu \Omega_0^{\gamma_2 - 1} \sin\left(\frac{1}{2} \pi \gamma_2\right) a_2 + \frac{1}{4} \Gamma_2 a_1^2 a_2 \sin \delta = 0, \quad (4b)$$

$$\dot{\varphi}_1 - \frac{1}{2} \mu \omega_0^{\gamma_1-1} \cos\left(\frac{1}{2} \pi \gamma_1\right) - \sigma_1 - \lambda_1 a_1^2 - \lambda_2 a_2^2 + \frac{1}{4} \Gamma_1 a_2^2 \cos \delta + \frac{1}{4} F \omega_0^{-1} a_1^{-1} \cos \varphi_1 = 0, \quad (4c)$$

$$\dot{\varphi}_2 - \frac{1}{2} \mu \Omega_0^{\gamma_2-1} \cos\left(\frac{1}{2} \pi \gamma_2\right) - (\sigma_1 - \sigma) - \lambda_3 a_1^2 - \lambda_4 a_2^2 + \frac{1}{4} \Gamma_2 a_1^2 \cos \delta = 0, \quad (4d)$$

где точка обозначает дифференцирование по T_2 и $\delta = 2(\varphi_2 - \varphi_1)$ – сдвиг фаз.

Для численных исследований влияния параметров вязкоупругой модели с дробной производной на вынужденные колебания висячих мостов был использован метод Рунге-Кутты 4-го порядка в системе математических вычислений «GNU Octave», при разных значениях параметра дробности в случае внутреннего резонанса и при малой величине силы.

На рис.1 прослеживается перекачка энергии между взаимодействующими подсистемами. При увеличении параметра $\gamma_1 = \gamma_2 = \gamma$ происходит затухание колебаний. В случае вынужденных колебаний (рис.1б и 1г) происходит отчетливое изменение амплитуд вертикальных колебаний за счет воздействия вертикальной гармонической силы.

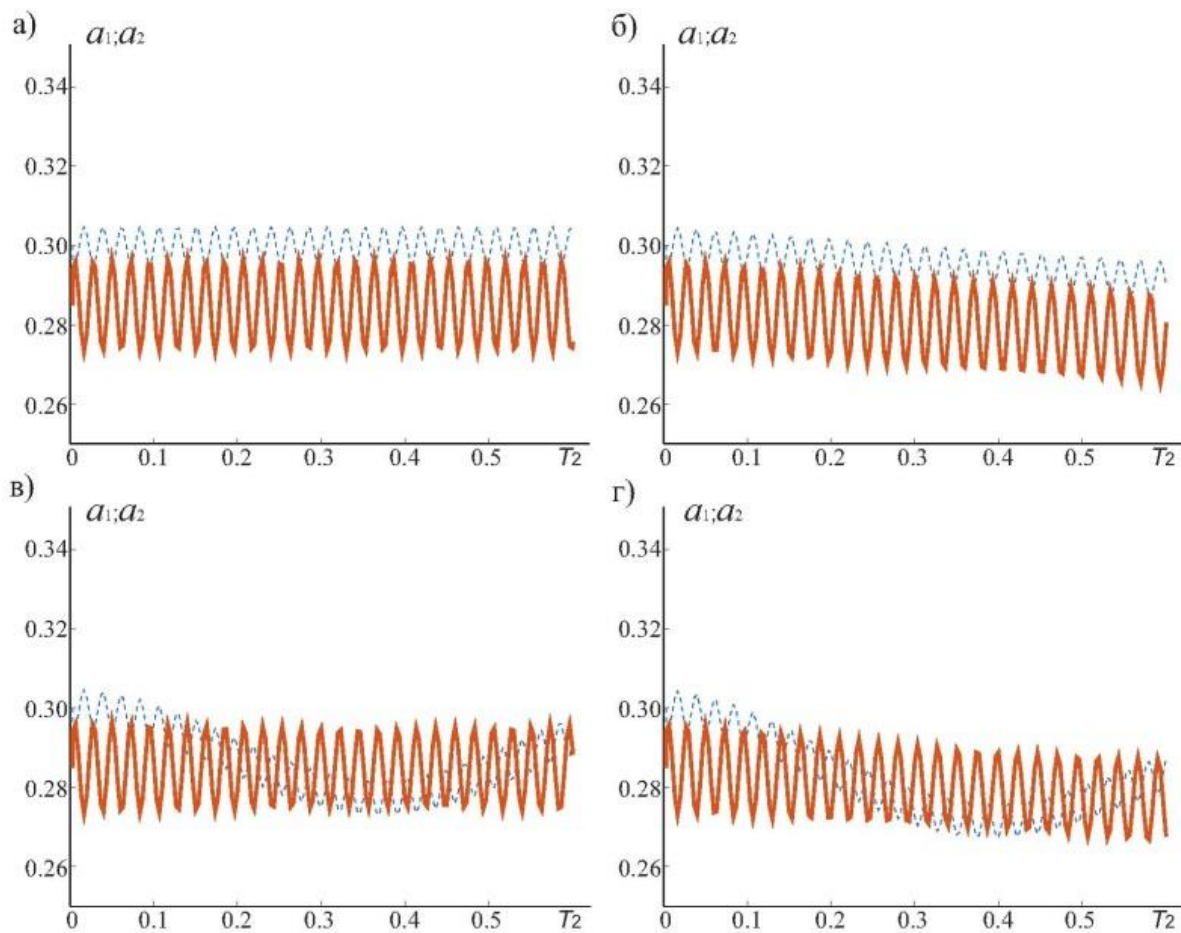


Рис.1.: Зависимость безразмерных амплитуд колебаний от безразмерного времени T_2 в случае внутреннего резонанса $\omega_0 = \Omega_0 = 2.16$ при $a_{10} = 0.3$ и $a_{20} = 0.285$: а) свободные колебания при $\gamma = 0$; б) свободные колебания при $\gamma = 0.1$; в) вынужденные колебания при $F = 1$ и $\gamma = 0$; г) вынужденные колебания при $F = 1$ и $\gamma = 0.1$ (a_1 – пунктирная линия; a_2 – сплошная линия)

В работе было проанализировано влияние параметров вязкоупругой модели с дробной производной на вынужденные колебания висячих мостов, когда движение висячих мостов описывается двумя нелинейными дифференциальными уравнениями при наличии внутреннего резонанса, что приводит к взаимодействию двух мод колебаний.

Литература

1. Strauss J.B. The Golden Gate Bridge/ J.B. Strauss//Report to the Board of Directors of the Golden Gate Bridge and Highway District. 1937.
2. Vincent G.S. Correlation of predicted and observed suspension bridge behavior. Transactions, ASCE. 1962. Vol. 127, Part II, paper 3388. Pp. 646-666.
3. Vincent G.S., George S. Golden Gate Bridge vibration studies. Journal of the Structural Division, ASCE. 1958. Vol. 84. No.ST6. Paper 1817.
4. Vincent G.S. Golden Gate Bridge vibration studies. Transactions, ASCE. 1962. Vol.127. Part II. Pp.667-701.
5. Baron F., Arikian M., Hamati E. The effects of seismic disturbances on the Golden Gate Bridge. Report No.EERC 76-31, Earthquake Engineering Research Center, College of Engineering, University of California. 1976.
6. Paine C.D. Supplement to the Final Report of the Chief Engineer - Golden Gate Bridge. / Paine C.D. Golden Gate Bridge, Highway and Transportation District. 1970.
7. Tanaka H., Davenport A. Wind induced response of Golden Gate Bridge. Proceedings of the Journal of Engineering Mechanics, ASCE. 1983. Vol. 109. No.1. Pp.296-312.
8. Abdel-Ghaffar A.M., Scanlan R.H. Ambient vibration studies of Golden Gate Bridge. I: Suspended structure. ASCE Journal of Engineering Mechanics. 1985. Vol.111. Pp.463-482.
9. Abdel-Ghaffar A.M., Rubin L.I. Nonlinear free vibrations of suspension bridges: Theory and application. ASCE Journal of Engineering Mechanics. 1983. Vol.109. Pp.313-345.
10. Rossikhin Yu.A., Shitikova M.V. Application of fractional calculus for analysis of nonlinear damped vibrations of suspension bridges. ASCE Journal of Engineering Mechanics. 1998. Vol. 124. Pp.1029-1036.
11. Rossikhin Yu.A., Shitikova M.V. Fractional calculus model of nonlinear free vibrations of suspension bridges. Proceedings of the 5th International Conference on Structural Dynamics EURODDYN2005. Paris, France, Sept 4-7 2005. Vol.3. Pp.2033-2038.
12. Katembo A.L., Shitikova M.V. Influence of fractional calculus model parameters on nonlinear forced vibrations of suspension bridges. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2019. Vol.489.

ЭВОЛЮЦИЯ ВОЗМУЩЕНИЙ, РАСПРОСТРАНЯЮЩИХСЯ В ВЯЗКОУПРУГОМ МЕТАМАТЕРИАЛЕ¹

EVOLUTION OF PERTURBIES EXTENDING IN VISCOELASTIC

Колесов^{1,2} Д.А. – младший научный сотрудник, Ерофеев¹ В.И. – д.ф.-м.н., директор,
Крупенин² В.Л. – д.т.н., главный научный сотрудник

¹Институт проблем машиностроения РАН

²Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН
alandess@yandex.ru

Abstract. We study the features of propagation of a longitudinal wave in an acoustic (mechanical) metamaterial, modeled as a one-dimensional chain, containing equal masses, connected by elastic elements (springs), having the same rigidity. Each mass contains within itself a series connection of another mass and viscous element (damper). It is shown that the model under consideration makes it possible to describe the dispersion and frequency-dependent attenuation of a longitudinal wave, the character of which essentially depends on the ratio of the external and internal mass of the metamaterial.

Key words: metamaterial, mass-to-mass chain, longitudinal wave, dispersion, attenuation.

Аннотация. Изучаются особенности распространения продольной волны в акустическом (механическом) метаматериале, моделируемом как одномерная цепочка, содержащая одинаковые массы, связанные упругими элементами (пружинами), обладающими одинаковой жесткостью, при этом каждая масса содержит внутри себя последовательное соединение еще одной массы и вязкого элемента (демпфера). Показано, что рассматриваемая модель позволяет описать дисперсию и частотно-зависимое затухание продольной волны, характер которых существенно зависит от соотношения внешней и внутренней масс метаматериала.

Ключевые слова: метаматериал, цепочка «масса-в-массе», продольная волна, дисперсия, затухание.

Для описания динамических свойств метаматериалов в работе [1] была предложена модель, представляющая собой одномерную цепочку, содержащую одинаковые массы m_1 связанные упругими элементами (пружинами), обладающими одинаковой жесткостью k_1 , при этом каждая масса внутри себя содержала еще одну массу m_2 и еще один упругий элемент – пружину с жесткостью k_2 . Такая модель была названа цепочкой «масса-в-массе».

В работах [2-4] эта модель была обобщена путем учета квадратичной нелинейности внешнего и внутреннего упругих элементов, было показано, что в метаматериале, при динамическом воздействии на него, могут формироваться пространственно-локализованные нелинейные волны деформации (солитоны). Однако в рамках чисто упругой постановки задачи исследовать диссипативные свойства метаматериала не представляется возможным. Для решения такой задачи заменим упругий элемент с жесткостью k_2 на вязкий элемент (см. Рис.1). Уравнения динамики модифицированной цепочки «масса-в-массе» в длинноволновом диапазоне будут иметь вид:

$$\frac{m_1}{L} \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - k_1 L \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} - \frac{\alpha}{L} \frac{\partial}{\partial t} (u_2 - u_1) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{m_2}{L} \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2} + \frac{\alpha}{L} \frac{\partial}{\partial t} (u_2 - u_1) = 0 \quad (2)$$

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 19-19-00065

Заметим, что система (2), (3) может быть сведена к одному уравнению относительно перемещения:

$$\frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} - C_0^2 \frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} + \frac{m_1 m_2}{L \alpha (m_1 + m_2)} \frac{\partial^3 u_1}{\partial t^3} - \frac{C_0^2 m_2}{L \alpha} \frac{\partial^3 u_1}{\partial x^2 \partial t} = 0 \quad (3)$$

Если ввести в (3) безразмерные перемещение $u = \frac{u_1}{u_0}$, координату $X = \frac{x}{a}$ и время $T = \frac{t}{b}$, где $b = \frac{m_2}{L \alpha}$, $a = C_0 b$, то это уравнение переписывается в виде:

$$\frac{\partial^2 U}{\partial T^2} - \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \delta \frac{\partial^3 U}{\partial T^3} - \frac{\partial^3 U}{\partial X^2 \partial T} = 0. \quad (4)$$

Здесь $\delta = \frac{m_1}{m_1 + m_2}$. Этот параметр принадлежит интервалу $\delta = [0, 1]$, включающему в себя два предельных случая: $\delta \rightarrow 1$, если $m_1 \gg m_2$ и $\delta \rightarrow 0$, если $m_2 \gg m_1$.

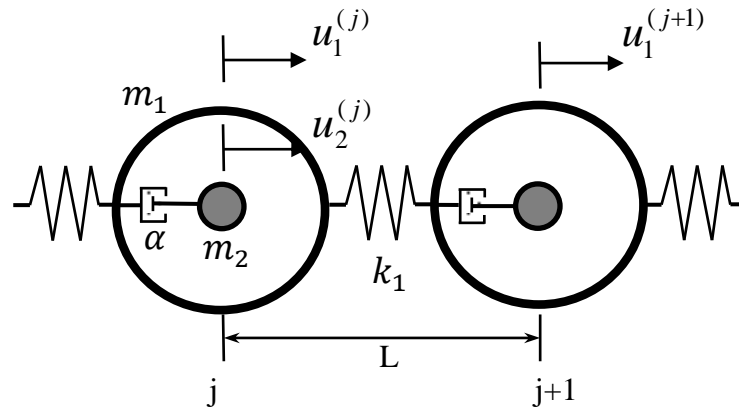


Рис.1. Механическая модель вязкоупругого метаматериала.

Рассмотрим уравнение (4) со следующими начальными условиями:

$$U(X, 0) = A \operatorname{sech}(\gamma X) = \frac{2A}{e^{\gamma X} + e^{-\gamma X}}, \quad (5)$$

$$\frac{\partial U(X, 0)}{\partial t} = 0, \quad (6)$$

где A – амплитуда, γ – пространственный параметр.

Развитие начального ($T_0=0$) возмущения (5), (6), прослеживается в течение трех последующих моментов времени (рис.2).

Решение задачи симметрично относительно $X=0$, потому что начальное значение (5) является четной функцией. Решения, полученные при $\delta = 0,05$, отложены слева от оси симметрии (пунктирная линия), а решения, полученные при $\delta = 0,5$, отложены справа от нее.

Сравнение приведенных случаев показывает различие в дисперсии. Характер затухания возмущений может изменяться и зависит от величины δ . В случае с малым значением параметра δ затухание происходит гораздо быстрее, чем в случае, когда δ больше. Начальные участки (при $T = T_0$) в обоих случаях качественно подобны. Это объясняется тем, что в обоих случаях имеет место аномальная дисперсия при больших значениях волнового числа k . Основное различие между представленными случаями возникает при рассмотрении хвостовой части кривых. При малых значениях параметра δ решение ведет

себя скорее как решение уравнения диффузии, для больших же значений δ решение ведет себя аналогично решению волнового уравнения. Наличие более громоздкой хвостовой части при малых значениях δ объясняется наложением эффектов нормальной дисперсии и отрицательной групповой скорости.

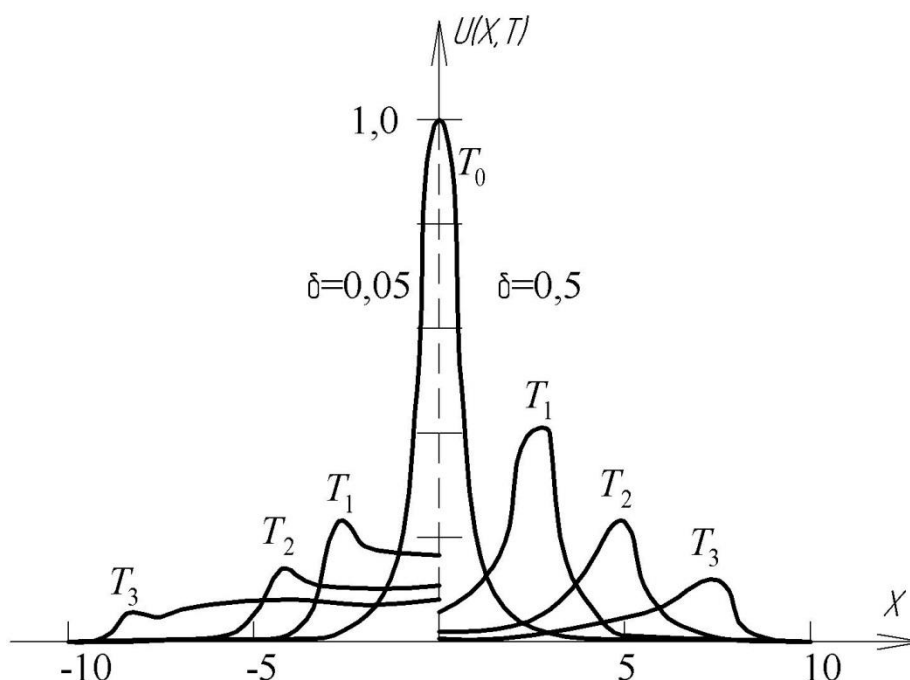


Рис.2. Мгновенные профили волны при $A=1$ и $\gamma=3$, определенные в моменты времени $T_0=0$, $T_1=7/3$, $T_2=14/3$, $T_3=21/3$, рассчитанные при двух значениях параметра δ .

На рисунке 3 показаны профили волны при асимметричном развитии для четырех последовательных моментов времени. Начальное значение состоит из суммы двух возмущений, которые имеют различные основные частоты. Начальное возмущение имеет вид:

$$U(X,0) = A \operatorname{sech}(\gamma X) + B \operatorname{sech}[g(X+1)], \quad (7)$$

$$\frac{\partial U(X,0)}{\partial t} = 0. \quad (8)$$

Здесь основное возмущение, отмеченное на рис.3 как a , имеет амплитуду $A = 1$ и пространственный параметр $\gamma = 1,6$ (соответствует возмущению с низкой основной частотой). Вторичное возмущение, которое отмечено на рис.3 как b , сдвигается влево с определенным шагом по отношению к основному возмущению. Вторичное возмущение имеет амплитуду $B = 0,55$ и пространственный параметр $g = 10$, что соответствует высокой основной частоте.

На рис. 3 видно, что высокочастотное возмущение b распространяется быстрее, чем основное возмущение, которое имеет меньшую частоту. Например, в положении b_2 и в соответствующий момент времени T_2 максимум возмущения b_0 достиг максимума главного возмущения, а в положении b_3 максимум возмущения b_0 опережает максимум главного возмущения. Это явление объясняется аномальной дисперсией, которая выражается в том, что групповая скорость превышает фазовую.

Из результатов дисперсионного анализа следует, что волновые компоненты высокой частоты также должны затухать быстрее, чем низкочастотные компоненты. Действительно, это утверждение подтверждается на рис. 3. Пиковое значение основного возмущения уменьшилось от начальной амплитуды $A = 1$ в момент T_0 до $A \approx 0,2$ в момент

T_3 . С другой стороны амплитуда возмущения b_0 уменьшается более существенно, от $B = 0,55$ в момент T_0 до $B \approx 0$ в момент T_3 .

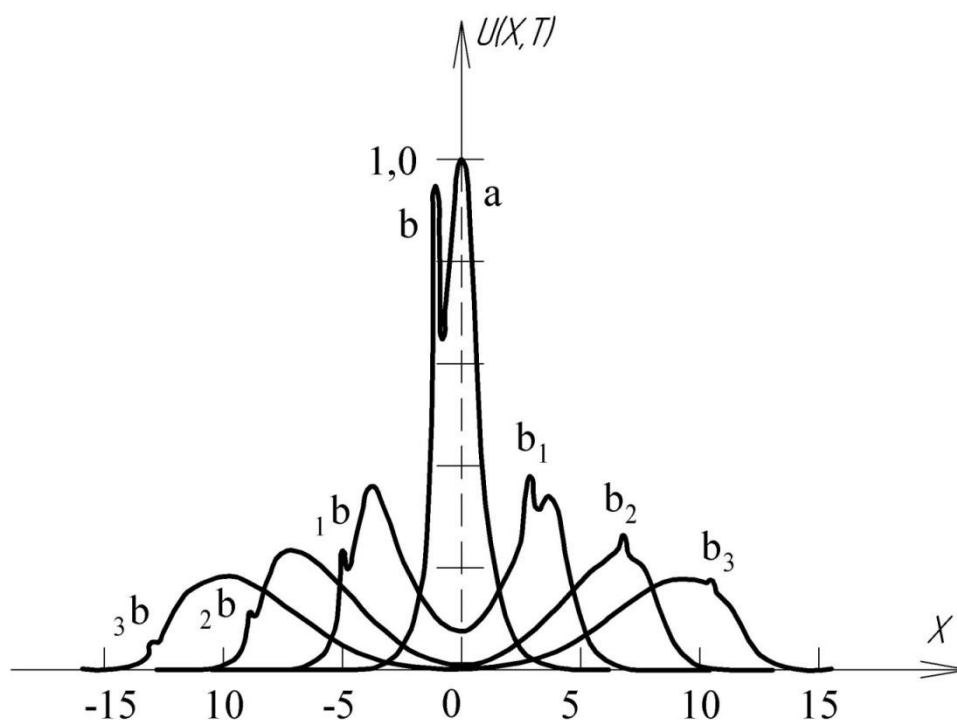


Рис. 3. Мгновенные профили волны при $\delta = 0,5$, $\gamma = 1,6$, $g = 10$, $A = 1$, $B = 0,55$, в моменты времени $T_0 = 0$, $T_1 = 15/4$, $T_2 = 30/4$, $T_3 = 45/4$. Маркеры b_i указывают положение пика b_0 при распространении возмущения вправо, b – при распространении возмущения влево.

В результате проведенных исследований показано, что продольная волна в вязкоупругом метаматериале, задаваемом как цепочка «масса-в-массе», обладает дисперсией и частотно-зависимым затуханием. Проанализирована эволюция профиля волны, как в низкочастотном, так и в высокочастотном диапазонах.

Работа поддержана РФФ, проект № 19-19-00065

Литература

1. Huang H.H., Sun C.T., Huang G.L. On the negative effective mass density in acoustic metamaterials // Int. J. Eng. Sci. 2009. Vol. 47. P.610-617.
2. Ерофеев В.И., Колесов Д.А. Локализованные нелинейные волны деформации в классе метаматериалов, задаваемых как цепочка «масса-в-массе» // Вестник научно-технического развития. 2018. № 1 (125). С.3-12.
3. Erofeev V.I., Kolesov D.A., Malkhanov A.O. Nonlinear localized waves of deformation in the class of metamaterials as set as the mass-in-mass chain // Advanced Structured Materials. 2019. Vol.108. P.105-116
4. Erofeev V., Kolesov D., Malkhanov A. Nonlinear strain waves in a metamaterial defined a mass-to-mass chain // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 709 (2020) 033037 doi:10.1088/1757-899X/709/3/033037.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНТАКТНОЙ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ¹

SIMULATION OF CONTACT ROTOR SYSTEM

Крестниковский К.В. – асп., Никифоров А.Н. – к.т.н., с.н.с.

ИМАШ РАН

n.andre@mail.ru

Abstract. The paper discusses four contact models used in the dynamic analysis of rotor systems. A mathematical imperfection of two models by a real example is shown. It consists in a significant overstatement of the calculated whirl-whip speed in case of the rotor slipping on the stator.

Key words: contact, mathematical model, rotor-stator system, whirl or whip speed.

Аннотация. В работе обсуждаются четыре контактные модели, используемые при динамическом анализе роторных систем. На реальном примере отмечено математическое несовершенство двух из этих моделей. Оно состоит в значительном завышении расчетной скорости прецессии при обкатке ротором статора.

Ключевые слова: контакт, математическая модель, система «ротор-статор», скорость прецессии.

Когда в механической системе появляется контактное взаимодействие, не всегда приемлемо допущение об абсолютной жесткости тел(а), более того, не всегда верно моделирование упругого поведения системы. В частности для «жестких» роторов (в кавычках, не потому что использована терминология теории балансировки, а потому что при контакте это не так) могут быть предложены четыре базовые контактные модели ротора со статором, в т.ч. с подшипниками скольжения, для простоты пока без смазки, что иллюстрирует рис.1.

В абсолютно твердом случае (рис.1.1) сила нормального давления самоопределяется центробежной силой ротора, противодействуя ей:

$$N = m\Omega^2 \delta,$$

где m - масса ротора, Ω - угловая скорость его прецессии, δ - радиальный зазор в месте контакта.

В общепринятой второй модели (рис.1.2) нормальное давление задается так называемой контактной жесткостью k_k и уравнивает исходную и дополнительную (пропорциональную радиальному смещению ρ_k) силы инерции ротора:

$$N = k_k \rho_k$$

$$N = m\Omega^2 \delta + m\Omega^2 \rho_k,$$

отсюда, к слову, уравнение равновесия: $(k_k - m\Omega^2) \rho_k = m\Omega^2 \delta$.

В развиваемом [1,2] авторами третьем представлении (рис.1.3) сила N определяется приведенной поперечной жесткостью ротора \tilde{k} и сдерживает инерционные усилия в т.ч. от контактного прогиба ротора $\tilde{\rho}$:

$$N = \tilde{k} \tilde{\rho}$$

$$N = m\Omega^2 \delta + m\Omega^2 \tilde{\rho}$$

и, следовательно, уравнение равновесия: $(\tilde{k} - m\Omega^2) \tilde{\rho} = m\Omega^2 \delta$.

Наконец, в модели №4, впервые предложенной Эрихом [3] (рис.1.4), N выражается жесткостью крепления статора k_s и препятствует центробежным смещениям масс ротора и статора:

¹Работа выполнена при поддержке РФФИ, проект № 18-08-00171

$$N = k_s \rho_s$$

$$N = m\Omega^2 \delta + m\Omega^2 \rho_s + m_s \Omega^2 \rho_s,$$

т.е. уравнение равновесия: $[k_s - (m + m_s)\Omega^2] \rho_s = m\Omega^2 \delta$.

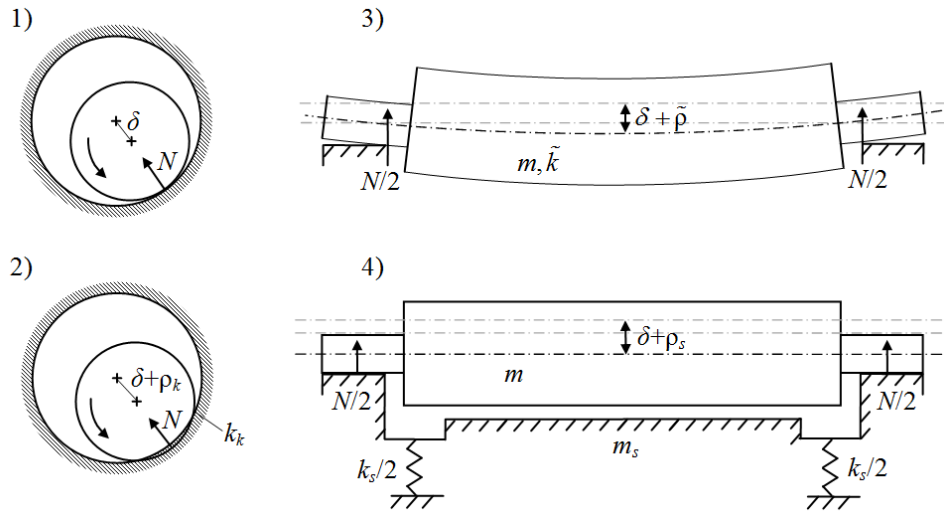


Рис.1. Нормальное контактное усилие N между жестким ротором и жестким статором (1), между жестким ротором и жесткозакрепленным податливым статором (2), между упругим ротором и жестким статором (3), между жестким ротором и упругозакрепленным жестким статором (4)

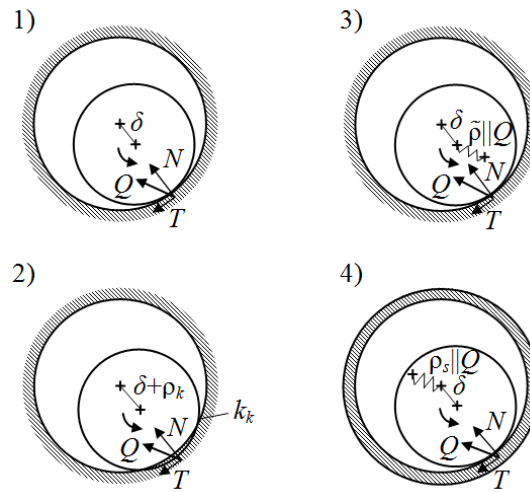


Рис.2. Силы нормального давления N и контактного трения T и их результирующая Q (динамические схемы соответствуют рис.1)

В реальных диссипативных роторных системах, пусть для простоты с приведенным коэффициентом вязкого сопротивления c , при контакте наряду с силой нормального давления N неизбежна также тангенциально направленная сила трения, близкая к формулировке Кулона $T = \mu N$. Их результирующая Q отклонена от N на угол, равный углу трения, т.е. который удовлетворяет тождеству $\mu = \tan \gamma$. Соответствующие базовые контактные модели и уравнения равновесия для «жестких» роторов с неполным¹ механическим импедансом $(-m\Omega^2 + ic\Omega)$ приведены на рис.2 и в табл.1.

¹Здесь противопоставление полному механическому импедансу системы или силе общего (инерционного, вязкого и упругого) сопротивления системы на единицу её перемещения

Табл.1. Математические модели для роторов с контактным трением о статор

№ п/п	Контактные силы	Уравнения баланса сил в комплексной и развернутой формах, а также уравнения, определяющие амплитуду и скорость прецессии
1	$N,$ $T=\mu N$	$(-m\Omega^2 + ic\Omega)\delta + N + iT = 0,$ $N = m\Omega^2\delta,$ $\mu N = -c\Omega\delta,$ $\Omega = -\frac{c}{\mu m}$
2 ¹	$N=(k_k + i\eta)\rho_k,$ $T=\mu(k_k + i\eta)\rho_k$	$(-m\Omega^2 + ic\Omega)(\delta + \rho_k) + N + iT = 0,$ $\begin{cases} (k_k - m\Omega^2 - \mu\eta)\rho_k = m\Omega^2\delta \\ (c\Omega + \mu k_k + \eta)\rho_k = -c\Omega\delta \end{cases},$ $\rho_k = \frac{m\Omega^2}{k_k - m\Omega^2 - \mu\eta}\delta,$ $\Omega = -\frac{c}{m} \frac{k_k - \mu\eta}{\mu k_k + \eta} \approx -\frac{c}{\mu m}$
3	$N=\tilde{k}\tilde{\rho} \cos \gamma$ $T=\tilde{k}\tilde{\rho} \sin \gamma$ ($Q=\tilde{k}\tilde{\rho}$)	$(-m\Omega^2 + ic\Omega)(\delta + \tilde{\rho}\cos\gamma + i\tilde{\rho}\sin\gamma) + N + iT = 0,$ $\begin{cases} (\tilde{k} - m\Omega^2)\tilde{\rho}\cos\gamma - c\Omega\tilde{\rho}\sin\gamma = m\Omega^2\delta \\ c\Omega\tilde{\rho}\cos\gamma + (\tilde{k} - m\Omega^2)\tilde{\rho}\sin\gamma = -c\Omega\delta \end{cases},$ $\tilde{\rho} = \frac{\sqrt{(m^2\Omega^2 - m\tilde{k} + c^2)^2\Omega^4 + c^2\tilde{k}^2\Omega^2}}{(\tilde{k} - m\Omega^2)^2 + c^2\Omega^2}\delta,$ $\Omega^3 - \left(\frac{\tilde{k}}{m} - \frac{c^2}{m^2}\right)\Omega - \frac{c\tilde{k}}{\mu m^2} = 0$
4 ²	$N=k_s\rho_s \cos \gamma$ $T=k_s\rho_s \sin \gamma$ ($Q=k_s\rho_s$)	$(-m\Omega^2 + ic\Omega)\delta + [-(m + m_s)\Omega^2 + ic_s\Omega] \times$ $\times (\rho_s \cos \gamma + i\rho_s \sin \gamma) + N + iT = 0,$ $\begin{cases} [k_s - (m + m_s)\Omega^2]\rho_s \cos \gamma - c_s\Omega\rho_s \sin \gamma = m\Omega^2\delta \\ c_s\Omega\rho_s \cos \gamma + [k_s - (m + m_s)\Omega^2]\rho_s \sin \gamma = -c\Omega\delta \end{cases},$ $\rho_s = \frac{\sqrt{(m(m + m_s)\Omega^2 - mk_s + cc_s)^2\Omega^4 + [(c_s m - c(m + m_s))\Omega^2 + ck_s]^2\Omega^2}}{(k_s - (m + m_s)\Omega^2)^2 + c_s^2\Omega^2}\delta,$ $\Omega^3 + \left[\frac{c}{\mu m} - \frac{c_s}{\mu(m + m_s)}\right]\Omega^2 - \left(\frac{k_s}{m + m_s} - \frac{c}{m} \frac{c_s}{m + m_s}\right)\Omega - \frac{c}{\mu m} \frac{k_s}{m + m_s} = 0$

При трении ротора (о статор) наиболее важен поиск уравнения частоты прецессии, в т.ч. для подтверждения справедливости теоретической контактной модели. Если пренебречь дисбалансом, представить разрыв масляной пленки в подшипниках, т.е. отбросить силы её упругого сопротивления и циркуляции, но оставить силы её вязкого сопротивления³, то в соответствии с грубой №1 и стандартной №2 моделью:

$$\Omega = -\frac{c}{\mu m}.$$

В первом приближении (при линейной постановке задачи) гидродинамической теории смазки коэффициент вязкого сопротивления $c = 12zm_{oil}\nu r / \delta^3$ и $m_{oil} = \rho\pi r^2 l$ - масса смазочной жидкости в объеме шейки. Эти соотношения, давно применяемые в расчетной

¹В контактной модели №2 предполагается вязкоупругое поведение трущихся поверхностей в соответствии с концепцией комплексного модуля упругости $E(1+i\eta)$, где η - коэффициент потерь в материале(ах). В противном случае (когда $\eta=0$) при контактном резонансе ($\Omega^2 = \lambda_k^2 = k_k/m$) амплитуда $\rho_k \rightarrow \infty$.

²Механический импеданс статора на амортизаторах с приведенным коэффициентом c_s как единого целого с ротором равен $[-(m + m_s)\Omega^2 + ic_s\Omega]$.

³Здесь разделение на упругие, вязкие и циркуляционные силы смазки. В отличие от вязких сил, её упругие и циркуляционные силы нулевого порядка (консервативные и неконсервативные позиционные) и первого порядка (гироскопические) не всегда значительны и даже обращаются в нуль, в частности при развитом турбулентном течении или кавитации или/и продавливании (разрыве) масляного слоя, который перестает быть так называемой «2л-пленкой».

практике, а сейчас в приложении к реальному ротору вентильного погружного электродвигателя с параметрами, указанными в табл.2, позволяют получить следующую скорость прецессии ротора при скольжении в сторону противоположную собственному вращению, т.е. при качении со скольжением по статору (подшипникам):

$$\Omega = -24 \frac{m_{oil}}{m} \frac{vr}{\mu \delta^3} \approx -276000, \frac{\text{рад}}{\text{с}}. \quad (1)$$

Результат (1) соизмерим со скоростью обкатки без проскальзывания $\Omega_{no\ slip} = -\omega r / \delta$, где ω - скорость вращения, например при номинальных оборотах $\Omega_{no\ slip} \approx -457000$ рад/с.

Табл.2. Характеристики ротора ВПЭД

Параметр	Обозначение	Значение	Размерность
Масса	m	9.4	кг
Номинальные обороты	n	10000	об/мин
Первая критическая частота	f_0	200	Гц
Число подшипников	z	2	–
Радиальный зазор подшипников	δ	0.035	мм
Радиус подшипниковых шеек	r	16	мм
Длина подшипниковых втулок	l	30	мм
Плотность смазочной жидкости	ρ	800	кг/м ³
Кинематическая вязкость смазочной жидкости	ν	3	мм ² /с
Коэффициент трения скольжения (шейки по втулке при разрыве смазочного слоя)	μ	0.1	–

Огромное значение (1) трудно принять как справедливое, а значит необходимо каким-то образом «улучшать» математическую модель. Очевидно это «улучшение» должно касаться, главным образом, податливости системы. А именно, следует допустить, что ротор не является абсолютно жестким, и в нём при безотрывном движении по статору возникает внутреннее демпфирование (модель №3), или необходимо учитывать колебания статора как твердого тела на упруго-демпферных опорах (модель №4).

Пусть вероятным является поведение системы согласно контактной модели №3 и уравнению:

$$\Omega^3 - \left(\frac{\tilde{k}}{m} - \frac{c^2}{m^2} \right) \Omega - \frac{c\tilde{k}}{\mu m^2} = 0.$$

Среди корней этого уравнения в приложении к реальному ротору жесткостью $\tilde{k} = m(2\pi f_0)^2$, лишь один будет с чисто действительным значением, которое представляет собой круговую частоту незатухающей обкатки с проскальзыванием ротора по статору:

$$|\Omega| \approx 1146 \text{ рад/с.}$$

Это значение уже воспринимается как возможное на практике. Оно немного ниже основной круговой собственной частоты ротора ВПЭД (1257 рад/с).

Таким образом, грубая и стандартная контактные модели (№1 и 2) должны применяться к роторным системам с осторожностью. Для решения задачи обкатывания ротором статора целесообразна модель типа авторской (№3) или Эриха (№4).

Работа выполнена при поддержке РФФИ, проект № 18-08-00171

Литература

1. Крестниковский К.В., Никифоров А.Н., Шохин А.Е. Частота обкатки ротором статора в зависимости от величины зазоров между ними // Справочник. Инженерный журнал. №8, 2018. С.24-38. URL: <http://handbook-j.ru/index.php/archive-rus/988-08-august>
2. Никифоров А.Н. Об обкатке с проскальзыванием ротора по статору и влияние на её частоту трения и гироскопических моментов // Справочник. Инженерный журнал. №9, 2018. С.21-31. URL: <http://handbook-j.ru/index.php/archive-rus/994-09-september>
3. Ehrich F.F., O'Connor J.J. Stator Whirl with Rotors in Bearing Clearance. Journal of Engineering for Industry, Vol.89, No.3 (1967), pp.381-390.

**АНАЛИЗ ПЕРИОДИЧЕСКИХ РЕЖИМОВ КОЛЕБАНИЙ ПУАНСОНА
УЛЬТРАЗВУКОВОЙ ШВЕЙНОЙ МАШИНЫ**
*ANALYSIS OF PUNCHEON PERIODIC VIBRATIONS OF ULTRASONIC
SEWING MACHINE*

Кузнецов¹ К.Ю. – асп., **Марковец¹ А.В.** – д.т.н., проф., **Мазин¹ Л.С.** – д.т.н., проф.,
Луганцева² Т.А. – к.т.н., доц.

¹Санкт-Петербургский гос. университет промышленных технологий и дизайна

²Амурский гос. университет

mash@sutd.ru

Abstract. The article deals with the research of periodic vibrations of the sewing machine's puncheon for ultrasonic welding of the materials. The authors analyze the dynamic model of puncheon drive, taking into account elastic-dissipative characteristics of coils which are disposed between a puncheon holder and a machine casing, a puncheon holder and an output link of leverage mechanism of drive mechanism. Welding materials are an elastic-dissipative element and a unilateral constraint element. With the use of the periodized harmonic method the analytical solution of the nonlinear differential equation of mathematical model of puncheon vibrations was found. The proposed analytic dependencies can be used for the research of the system's amplitude-frequency responses and the selection of design requirements of the driving mechanism taking into account the standard conditions of an ultrasonic sewing machine.

Key words: ultrasonic sewing machine, puncheon drive mechanism, dynamic model, nonlinear vibration, amplitude-frequency response.

Аннотация. В статье анализируются периодические колебания пуансона швейной машины для ультразвуковой сварки материалов. Исследуется динамическая модель механизма привода пуансона, учитывающая упруго-диссипативные характеристики пружин, установленных между пуансонодержателем и корпусом машины, пуансонодержателем и выходным звеном рычажного механизма привода. Свариваемые материалы представлены упруго-диссипативным элементом и элементом типа “односторонняя неударяющая связь”. С использованием метода гармонической линеаризации получено приближенное аналитическое решение нелинейного дифференциального уравнения математической модели колебаний пуансона. Предложенные аналитические зависимости могут быть использованы для исследования амплитудно-частотной характеристики системы и выбора конструктивных параметров механизма привода с учетом заданного режима работы ультразвуковой швейной машины.

Ключевые слова: ультразвуковая швейная машина, привод пуансона, динамическая модель, нелинейные колебания, амплитудно-частотная характеристика.

При производстве швейных изделий широкое распространение получили технология и оборудование для безниточного соединения материалов [1, 2]. Выполнение соединений деталей края способом ультразвуковой сварки позволяет повысить производительность и исключить использование вспомогательных материалов (нитки, термоклей). Можно выделить два характерных вида оборудования ультразвуковой сварки – с роликовой и реечной подачей материалов. С точки зрения технологии, машины с роликовой подачей материалов ограничены в применении прямолинейными швами, либо швами большого радиуса. Машины с реечным перемещением материалов (прерывистого действия) имеют более широкую сферу применения, ограниченную лишь обрабатываемостью материала. В конструкцию машин ультразвуковой сварки прерывистого действия входит механизм привода пуансона [1, 3]. В работе [4] предложена динамическая и математическая модель для исследования колебаний пуансона относительно свариваемых материалов и выполнено численное моделирование. Настоящая статья посвящена поиску

приближенного аналитического решения предложенной ранее математической модели с целью анализа периодических колебательных режимов пуансона.

На рис.1 представлена схема механизма привода пуансона [4]. В рассматриваемой схеме вращательное движение кривошипа 1 с помощью шестизвенного механизма преобразуется в возвратно-поступательное движение ползуна 5. Ползун 5 совершает движение относительно пуансонодержателя 8, жестко соединенного с пуансоном 12 и упором 9. При контакте ползуна 5 с упором 9 пуансонодержатель 8 вместе с пуансоном 12 совершают совместное движение вдоль направляющих по вертикали. Если пуансон 12 опускается на материалы, то ползун 5 начинает совершать движение относительно пуансонодержателя 8. При этом посредством пружины 6 обеспечивается требуемое усилие прижима пуансона 12 к материалам 13. Для исключения ударов между ползуном 5 и упором 9 предусмотрена пружина 11. В механизме имеется возможность регулирования величины усилия, создаваемого пуансоном при фиксации материалов в процессе сварки, с помощью изменения усилия предварительного поджатия пружины 6. Перемещением упора 9, фиксируемого регулировочным винтом 10 относительно пуансонодержателя 8, можно регулировать длительность контакта пуансона с материалами в процессе сварки.

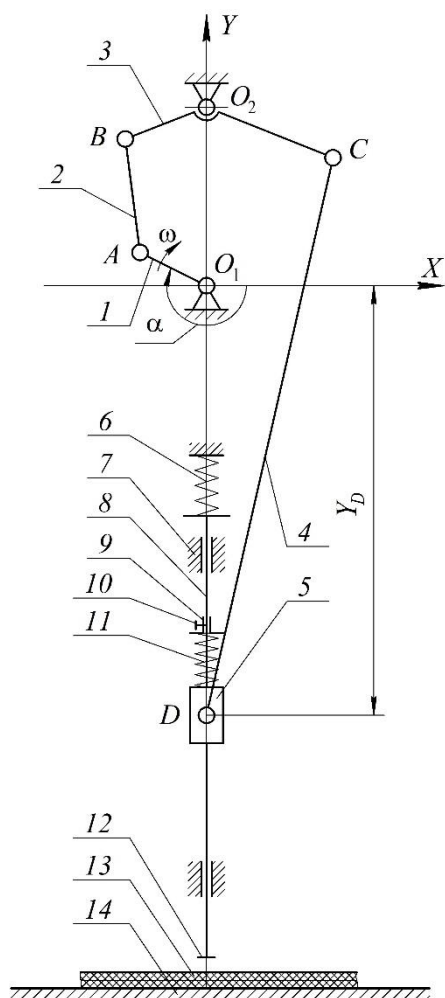


Рис.1. Схема механизма

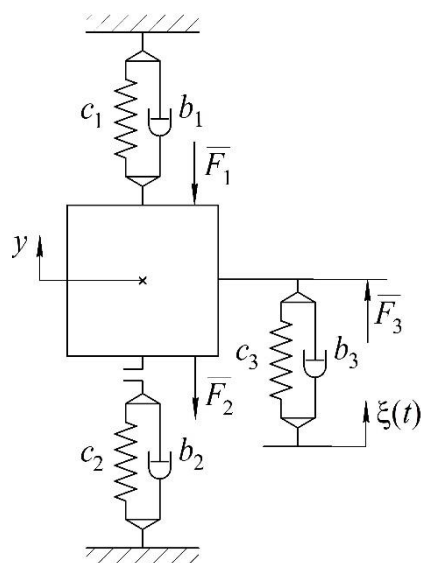


Рис.2. Динамическая модель

На рис.2 представлена динамическая модель рассматриваемой системы [4] (пуансон 12, пуансонодержатель 8 и упор 10 считаются одним абсолютно твердым телом массы m – “пуансон”, совершающим движение по вертикали; замыкающая пружина 6, свариваемые материалы 13, пружина 11 представлены упруго-диссипативными элементами с

приведенными коэффициентами жёсткости c_i и сопротивления b_i , $i = \overline{1,3}$ соответственно; неударяющая связь “пуансона” с материалами показана в виде элемента “односторонняя неударяющая связь”; $\xi(t)$ – перемещение ползуна 5). Математическая модель рассматриваемой системы имеет вид:

$$m\ddot{y} = -F_1 - F_2 + F_3 - G, \quad (1)$$

при $t = 0$: $y(0) = \xi(0)$, $\dot{y}(0) = \dot{\xi}(0)$,

где y – обобщенная координата, $y = \xi(t) - \Delta$, Δ – деформация пружины II ; F_1 – сила со стороны пружины b ; F_2 – равнодействующая распределенных сил со стороны свариваемых материалов вследствие деформации под “пуансоном” на величину y (при $y < 0$ “пуансон” внедряется в материалы, при $y \geq 0$ “пуансон” перемещается над материалами); F_3 – сила со стороны пружины II из-за ее деформации на величину $\Delta = \xi(t) - y$ при относительном движении ползуна 5 и пуансонодержателя 8; G – сила тяжести “пуансона” ($G = mg$, m – масса “пуансона”).

Аналитические выражения входящих в (1) сил имеют вид:

$$F_1 \approx F_{10} + c_1 y + b_1 \dot{y},$$

$$F_2 = \begin{cases} F_2^* & \text{при } y < 0 \text{ и } F_2^* < 0, \\ 0 & \text{при } y \geq 0 \text{ или } F_2^* \geq 0, \end{cases} \quad (2)$$

$$F_3 = F_{30} + c_3 \Delta + b_3 \dot{\Delta},$$

где F_{10} , F_{30} – силы, соответствующие начальному поджатию пружин b и II в установившемся положении; $F_2^* \approx c_2 y + b_2 \dot{y}$.

Дифференциальное уравнение (1) при учете (2) является существенно нелинейным. Для исследования периодических решений (1) воспользуемся методом гармонической линеаризации [5]. Кинематическое внешнее воздействие $\xi(t)$ представим в виде ряда Фурье, ограничившись первой гармоникой: $\xi(t) \approx \xi_{10} + \xi_{1c} \cos(\omega t) + \xi_{1s} \sin(\omega t)$. С учетом сделанных обозначений дифференциальное уравнение (1) может быть переписано в виде

$$\ddot{y} + k^2 y + 2n\dot{y} + f_2(y, \dot{y}) = A_0 + A \sin(\omega t + \delta), \quad (3)$$

где $k^2 = (c_1 + c_3)/m$, $2n = (b_1 + b_3)/m$, $f_2(y, \dot{y}) = F_2(y, \dot{y})/m$, $A_0 = f + k_3^2 \xi_{10}$,
 $f = (-F_{10} + F_{30} - mg)/m$, $k_3^2 = c_3/m$, $A = \xi_{1c} \sqrt{k_3^4 + 4n_3^2 \omega^2}$, $\xi_{1c} = \sqrt{\xi_{1c}^2 + \xi_{1s}^2}$, $2n_3 = b_3/m$,
 $\text{tg } \delta = (k_3^2 \xi_{1c} + 2n_3 \xi_{1s} \omega) / (k_3^2 \xi_{1s} - 2n_3 \xi_{1c} \omega)$.

Следуя методу гармонической линеаризации решение (3), а также нелинейную функцию $f_2(y, \dot{y})$ представим в виде

$$y = a_0 + a \sin \omega t,$$

$$f_2(y, \dot{y}) \approx f_0 + q(y - a_0) + r\dot{y}, \quad (4)$$

где $f_0(a_0, a)$, $q(a_0, a)$ и $r(a\omega)$ – коэффициенты гармонической линеаризации [5]

С учетом (4) на основании уравнения (3) получим выражения для построения резонансной кривой:

$$k^2 a_0 + f_0 = A_0,$$

$$|a| = \frac{\xi_1 \sqrt{k_3^4 + 4n_3^2 \omega^2}}{\sqrt{(-\omega^2 + k^2 + q)^2 + (2n + r)^2 \omega^2}}. \quad (5)$$

Согласно (5) уравнение скелетной кривой и линии максимумов соответственно имеют вид:

$$-\omega^2 + k^2 + q = 0,$$

$$|a_{\max}| = \frac{\xi_1 \sqrt{k_3^4 + 4n_3^2 \omega^2}}{(2n + r) \omega}. \quad (6)$$

Следует отметить, что для построения резонансной кривой, скелетной кривой и линии максимумов необходимо получить коэффициенты гармонической линеаризации, которые зависят [5] от неизвестных a_0 и a . Таким образом, равенства (5) и (6) необходимо рассматривать как систему уравнений, решение которой возможно, например, численными методами, для чего следует разработать соответствующее алгоритмическое и программное обеспечение [6]. На основании полученных равенств может быть выполнен анализ влияния на резонансную кривую параметров динамической модели. В дальнейшем это позволит выбрать упруго-диссипативные характеристики замыкающих пружин и сделать вывод о влиянии кинематического внешнего воздействия на стабилизацию усилия прижима пуансона к материалам в период сварки.

Литература

1. Клеткин И.Д., Крючков Н.В., Морева Р.Ф. и др. Ультразвуковая сварка при изготовлении одежды: Монография под ред. Полухина В. П. М.: Легкая индустрия, 1979. 336 с.
2. Франц В.Я. Оборудование швейного производства: Учеб. для студ. сред. проф. образования. 4-е изд., испр. М.: Издательский центра «Академия», 2010. 448 с.
3. Кузнецов К.Ю., Марковец А.В., Луганцева Т.А., Мазин Л.С. Исследование функции перемещения пуансона ультразвуковой швейной машины // Вестник Санкт-Петербургского государственного университета технологии и дизайна. Серия 1: Естественные и технические науки, 2017. №4. С.155-159.
4. Кузнецов К.Ю., Марковец А.В., Мазин Л.С., Лескова О.К. Математическое моделирование механизма привода пуансона ультразвуковой швейной машины // Современные наукоемкие технологии, 2019. № 6. С. 83-87.
5. Вульфсон И.И. Коловский М.З. Нелинейные задачи динамики машин. Л.: Машиностроение, 1986. 281 с.
6. Марковец А.В., Мазин Л.С. Динамический анализ механизмов транспортирования материалов швейных машин. СПб: СПГУТД, 2010. 237 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО СВЕРЛЕНИЯ С ГАРМОНИЧЕСКИМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ ЧЕРЕЗ ПЬЕЗОАКТУАТОР¹

INVESTIGATION OF VIBRODRILLING DYNAMICS WITH HARMONIC EXCITATION BY A PIEZOACTUATOR

Ларькин А.А. – аспирант, Иванов И.И. – к.т.н., старший преподаватель,
Воронов С.А. – д.т.н., профессор
МГТУ им. Н.Э. Баумана
e-mail: laa1995@rambler.ru

Abstract. Determination of reliable chip segmentation conditions is important direction of research of vibratory drilling. One of the ways of obtaining non-continuous chip is application of special self-vibratory drilling head. Vibration self-excitation conditioned by regenerative effect should be supplemented by external excitation which maintains vibrations in a wide range of processing parameters. Since application of external excitation requires using of special devices, it's important to consider internal features of such systems coupled with vibrodrilling dynamics.

In this paper the coupled behavior of electrical model of piezoactuator and vibratory drilling is studied.

Key words: tool dynamics, vibrodrilling, mathematical modeling, self-excited vibrations, piezoactuators

Аннотация. Определение темпов снятия материала, при которых не наблюдается образование длинной стружки, является одним из основных направлений в исследовании вибросверления. Одним из способов реализации режимов, при которых наблюдается надежное дробление стружки в системе, является введение в систему вибропатрона, обеспечивающего требуемый уровень автоколебаний в системе. Самовозбуждение колебаний, возможное через механизм регенерации, следует дополнять внешним возбуждением, обеспечивающим вибрации в широком диапазоне параметров обработки. При этом важно учитывать внутренние свойства возбуждающего устройства. В данной работе осуществляется исследование взаимодействия двух систем: динамической модели процесса вибросверления и модели пьезоэлектрического актюатора.

Ключевые слова: динамика металлообработки, вибросверление, математическое моделирование, автоколебания, пьезоактюаторы

Введение. При обработке металлов сверлением образующаяся сливная стружка может ухудшать условия её отвода, что приводит к повышению температур в зоне резания, задирам на поверхности отверстия, возможным заклиниванию и поломке инструмента. Применение вибросверления, позволяет при правильном выборе режимов обеспечить надёжное дробление и отвод стружки. Использование вибрационных технологий обработки резанием является одним из возможных решений для получения сегментной стружки [1]. Суть способа состоит в колебательном перемещении инструмента (или детали), сопровождающим главное движение резания и движение подачи. В данной работе осуществляется исследование динамической модели процесса вибросверления, снабженной вибропатроном с дополнительным возбуждением с подключением управления. Дополнительное возбуждение вводится в систему с помощью пьезоэлектрического актюатора.

Математическая модель

На рис. 1 представлена схема механической и электрической частей модели динамики

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00147

вибросверления с вибропатроном. Предполагается, что внешнее возбуждение управления x_d сообщается подвижной части вибропатрона через вспомогательный упругий элемент, жесткость которого меньше жесткости вибропатрона. Так как сверло считается абсолютно жёстким, для определения поверхности достаточно использовать осевую координату любой точки режущей кромки. Считаем, что деталь надвигается на инструмент с подачей a . На начальном множестве $t \in [-T; 0]$ положим $x(t)=0$, $x_0(t)=0$, $s(t)=at/T$, где T – период прохождения режущих кромок, связанный с круговой частотой вращения инструмента Ω как $T=2\pi/(z\Omega)$ (z – количество режущих кромок). Электрическая часть модели представляют собой одностепенный пьезоэлектрический пьезоактюатор. Его электрическая схема представлена на рис. 1.

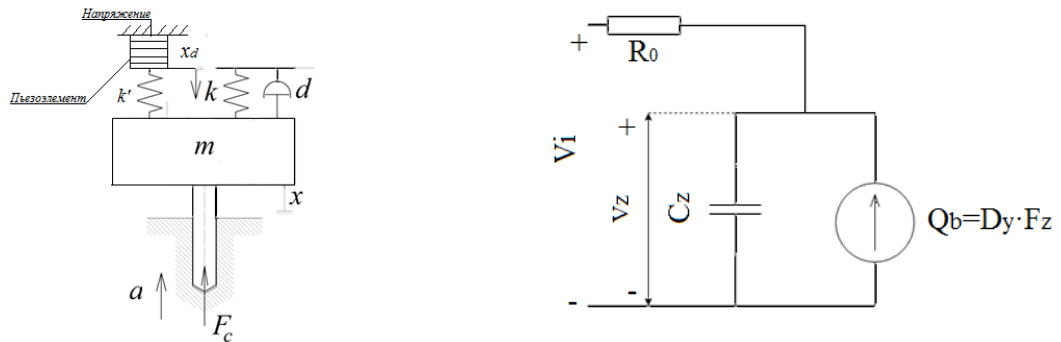


Рис. 1. Схемы механической и электрической частей модели

Из общих уравнений пьезоэлектрического эффекта могут быть получены уравнения динамики одностепенного пьезоактюатора [4], рассматриваемого в описываемой электро-механической модели.

Общие уравнения динамики электро-механической модели приведены ниже (1):

$$\left\{ \begin{array}{l} i = \frac{V_i - V_z}{R_0} \\ Q = \int idt \\ V_z = \frac{1}{C_z} (Q + Q_b) \\ Q_b = D_y F_a \\ x_d = D_x V_z \\ F_a = k'(x_d + x) \\ m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_c - k'(x_d + x) \\ \frac{1}{k'} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{K_x} \end{array} \right. \quad (1)$$

где x – осевая координата инструмента, м; m – масса инструмента с подвижной частью вибропатрона, кг; k – жёсткость упругого элемента, Н/м; K_x – жёсткость пьезоактюатора Н/м; k' – жесткость вспомогательного упругого элемента, Н/м; c – коэффициент, учитывающий рассеяние энергии в закреплении и в зоне резания, Н·с/м; F_c – осевая составляющая силы резания, Н; F_a – управляющее воздействие, Н; x_d – удлинение пьезоэлектрического элемента под действием приложенного напряжения в отсутствии внешних связей, м; C_z – ёмкость пьезоактюатора, Ф; V_i – входное напряжение; V_z – напряжение на пьезоактюаторе. D_x , D_y – постоянные прямого и обратного пьезоэффекта м/В; Q – заряд в системе, Кл; Q_b – заряд, появление которого обусловлено внешней нагрузкой, Кл.

Толщина срезаемого слоя может быть вычислена [2,3], как (2):

$$h = (s(t - T) + a - x(t))H(s(t - T) + a - x(t)) \quad (2)$$

Профиль поверхности, оставленный после прохода режущих кромок в момент времени t , зависит от профиля обработанной поверхности в момент времени $t-T$ (3):

$$s(t) = s(t - T) + a - h(t) \quad (3)$$

В работе принимается закон резания в виде показательной функции (4):

$$F_c = K_c \left(\frac{h}{H} \right)^r \quad (4)$$

где K_c и r – экспериментальные коэффициенты, зависящие от геометрии режущей части и обрабатываемого материала, H – масштабный делитель.

Приведем также интегральные параметры, характеризующие динамическое поведение инструмента при сверлении:

Размах установившихся колебаний $A = x_{\max} - x_{\min} | (t \in [T_k - T_a; T_k])$

Коэффициент непрерывности резания $\psi = \frac{1}{T_a} \int_{T_k - T_a}^{T_k} H(F_c(t)) dt$,

где T_k – конечный момент времени моделирования. T_a – протяженность рассматриваемого установившегося интервала (в работе принято, что $T_a = 25 T$).

В работе принимается, что входное напряжение имеет гармонический вид (5):

$$V_i = U_0 \sin(\omega t) \quad (5)$$

Результаты моделирования систем с учетом и без учета взаимодействия прямого и обратного пьезоэлектрических эффектов при гармоническом возбуждении

На рис. 2 – рис. 3 приведено сравнение результатов математического моделирования интегральных характеристик резания при варьировании безразмерной частоты возбуждения и безразмерной амплитуды возбуждения для моделей с учетом и без учета взаимодействия прямого и обратного пьезоэлектрических эффектов в актюаторе.

При выводе результатов использовались следующие обозначения: β - отношение частоты вибропатрона к частоте прохождения режущих кромок, U - безразмерная амплитуда напряжения (в долях от напряжения, потребного для создания силы, величиной $K_c \cdot a^r$), ν - отношение частоты возбуждения к частоте вибропатрона, k_c – безразмерный коэффициент силы резания.

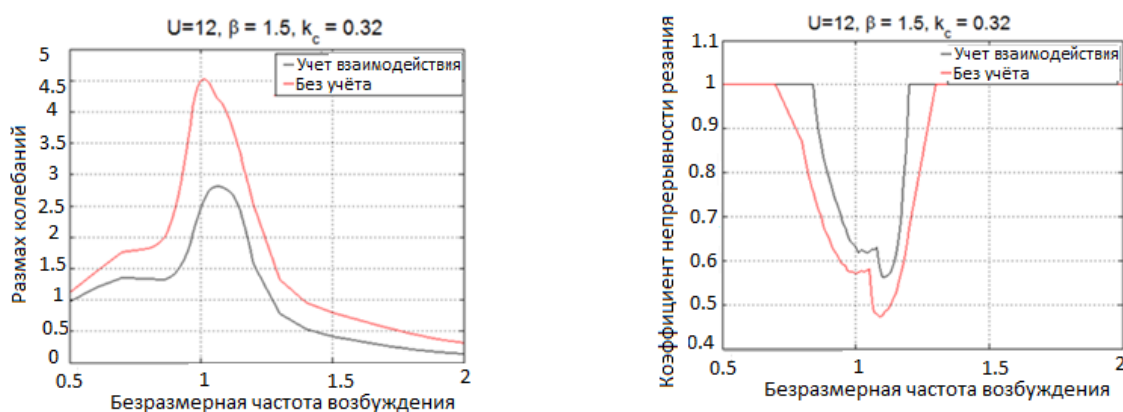


Рис. 2. Сравнение интегральных характеристик при моделировании по частоте возбуждения

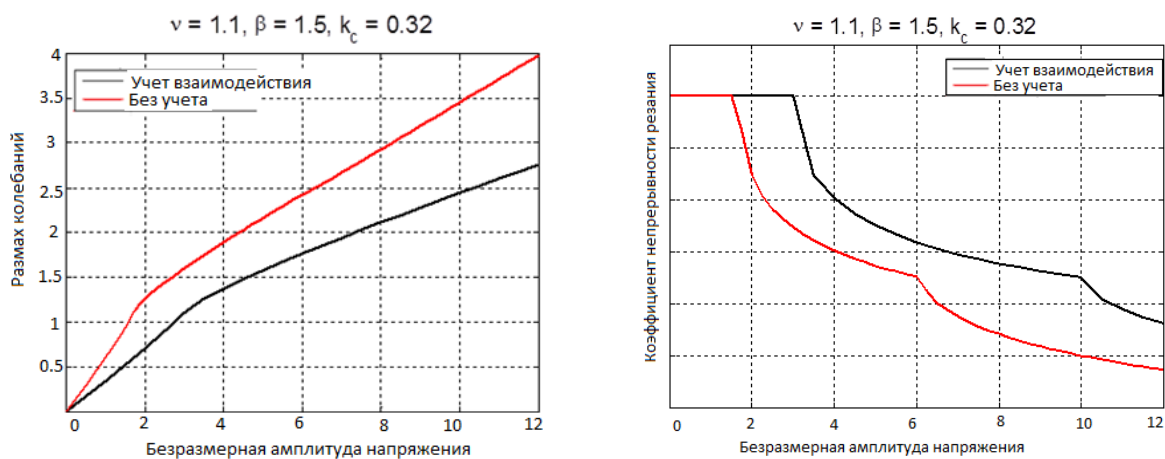


Рис. 3. Сравнение интегральных характеристик при моделировании по амплитуде возбуждения

Анализируя полученные результаты можно сделать вывод, что при назначении благоприятных режимов снятия материала при обработке вибросверлением с управлением при помощи пьезоактюатора, нельзя пренебрегать потерями энергии в управляющем устройстве, обусловленными прямым пьезоэффектом, а также инерционностью электрических устройств.

Заключение

В данной работе произведено моделирование комплексной модели динамики вибросверления с управлением. Проведён анализ влияния режимов обработки и пьезоэлектрических эффектов на интегральные характеристики резания. Выявлено отрицательное влияние учета взаимодействия прямого и обратного пьезоэлектрических эффектов на области благоприятных параметров обработки.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00147

Литература

1. Подураев. В.Н. Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. – 350 с.
2. Batzer S.A., Gousov A.M., Voronov S.A. Modeling vibratory drilling dynamics. Journal of Vibration and Acoustics, 2001, vol. 123, pp. 435-443.
3. Gousov A.M., Voronov S.A. Investigation of vibratory drilling model with adaptive control. Journal of vibroengineering, 2015, vol. 17, iss 7, pp. 3702-3714.
4. Yuan-Chen Yu, Ming-Kung Lee, A dynamic nonlinearity model for a Piezo-actuated positioning system, 2005, Proc. of the 2005 IEEE International conference on mechatronics, 2005, Taipei, Taiwan.

**РАЗРАБОТКА ОСНОВ СОВРЕМЕННОГО ПОДХОДА ПРИ РЕШЕНИИ
ЗАДАЧ ЧАСТОТНОЙ ОТСТРОЙКИ КОНСТРУКТИВНЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ СРЕДЫ**
*THE MODERN APPROACH TO PROBLEMS OF FREQUENCY TUNING
SOLVING FOUNDATIONS FOR STRUCTURAL ELEMENTS IN A TURBULENT
MEDIUM FLOW*

Лыкина Н.А. – м.н. сотрудник, **Вальес Н.Г.** – к.т.н. ст.н.сотрудник
ИМАШ РАН
devote25@gmail.com

Abstract. The aim of the study is to develop a technique for the numerical determination of unacceptable flow rate values in the separated flow around the bundle and ensuring heat exchangers with tube bundles operation safety. In this paper, we consider the excitation mechanism by periodic vortex separation, manifested in a narrow flow velocities range. When designing various purposes heat exchangers to prevent intense vibrations and breakdowns of structural elements (tubes, supports, screens, etc.), it is necessary to ensure a mismatch (a certain mismatch) of structural elements natural and excitation vibration frequencies in flow by changing the structure stiffness and damping, as well as apparatus tract hydrodynamic characteristics [1].

Key words: frequency tuning, numerical method, separated flow, natural vibrations

Аннотация. Цель исследования – разработка методики для численного определения недопустимых значений скорости потока при срывном обтекании пучка и обеспечение безопасности эксплуатации теплообменных аппаратов с трубными пучками. В данной работе рассматривается механизм возбуждения периодическим вихревым отрывом, проявляющийся в узком диапазоне скоростей потока.

При проектировании теплообменных аппаратов различного назначения для предотвращения интенсивных вибраций и поломок конструктивных элементов (труб, перегородок, экранов др.) необходимо обеспечить несовпадение (определенное несоответствие) собственных частот колебаний элементов конструкции и частот возбуждения в потоке путем изменения жесткости и демпфирования конструкции, а также гидродинамических характеристик тракта аппарата [1].

Ключевые слова: частотная отстройка, численные методы, срывное обтекание, собственные частоты, трубный пучок.

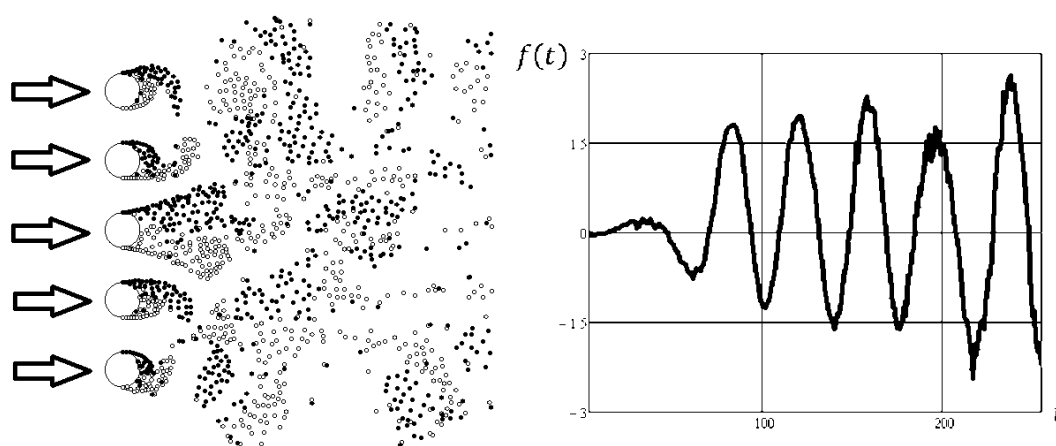
При возбуждении вихревым отрывом характерная частота отрыва вихрей близка к собственной частоте колебаний труб пучка и сопровождается их резонансным возбуждением. Довольно хорошо изучено явление вихревого отрыва при обтекании одиночной трубы (кругового цилиндра), которое проявляется в образовании вихревой дорожки и, как следствие, в появлении выраженной периодической компоненты гидродинамической силы. Для пучков труб аналогичное явление значительно менее изучено. Регулярные вихревые образования типа вихревой дорожки в пучках не наблюдаются, но спектральная плотность пульсации скорости может иметь характерный пик, который связан с периодическим вихревым отрывом. Из экспериментов [5] известно, что характерная частота отрыва вихрей и гидродинамической силы определяется числом Струхала $Sh = f * 2 * R/u$, где R - внешний радиус поперечного сечения трубки, f - характерная частота, соответствующая пику в спектре пульсации скорости, u - средняя скорость потока между трубами. Таким образом, можно выделить основные механизмы гидродинамического возбуждения вибрации пучка - это турбулентное возбуждение,

механизм которого действует практически при любых параметрах пучка и потока и редко приводит к интенсивным вибрациям; гидроупругое возбуждение, проявление которого недопустимо с точки зрения виброненадежности пучка [1] и вихревое возбуждение труб пучка. Именно механизм возбуждения периодическим вихревым отрывом, проявляющийся в узком диапазоне скоростей потока, рассматривается в данной работе.

В работе используется модернизированный метод дискретных вихрей (рис.1) [2,3]. Он позволяет оперативно решать широкий круг задач, связанных с обтеканием жестких и упругих тел различной конфигурации для заданного диапазона чисел Рейнольдса. Данный метод был апробирован известными данными физических экспериментальных исследований. В рамках этого метода проводится вычисление гидродинамических сил, действующих на подвижные элементы сложных инженерных сооружений (мосты, переходы, трубные конструкции и т.д.) [2,3], а также расчет автоколебаний элементов этих сооружений (рис.2). Спектром колебательного процесса называется функция, описывающая распределение амплитуд по различным частотам. Найдем спектр функции, описывающей гидродинамическую силу, действующую на трубку при срывном обтекании ряда труб потоком жидкости. Спектр показывает, какого рода колебания преобладают в данном процессе, какова его внутренняя структура. Для этого представим функцию, описывающую гидродинамическую подъемную силу $f(t)$, действующую на трубку, в виде комплексного ряда Фурье

$$f(\omega) = \int_0^{nT} f(t)e^{-i\omega t} dt \quad (1)$$

В нашем случае, в качестве функции $f(t)$ используется подъемная сила, действующая на одну из труб, входящих в состав обтекаемого ряда (рис. 1). Модуль спектра гидродинамической силы изображен на рис.2. Гидродинамические силы, рассчитанные методом дискретных вихрей (рис.1), были обработаны по формуле (1), а затем преобладающие частоты из рис. 2 были изображены на рис 3.



*Рис.1. Расчет срывного обтекания ряда труб методом дискретных вихрей (рис.1а).
Изменение подъемной силы во времени для выбранной трубы, подсчитанное методом дискретных вихрей (рис.1б)*

Наиболее подробные экспериментальные исследования закономерностей отрыва вихрей в пучках трубок были проведены в [4] рис.3. Здесь приведены экспериментальные данные для значений безразмерной частоты отрыва вихрей Sh в пучке в зависимости от относительного шага и расположения труб в пучке. Согласно этим данным, числа Струхала, подсчитанные по средней скорости жидкости между трубками, могут быть и

больше, и меньше, чем при обтекании одиночной трубки. На рис.3 приведены экспериментальные зависимости $h = f(t/r)$ для коридорных пучков при $l/r = 6 - \infty$ (точки 1) и для разных t/r [4].

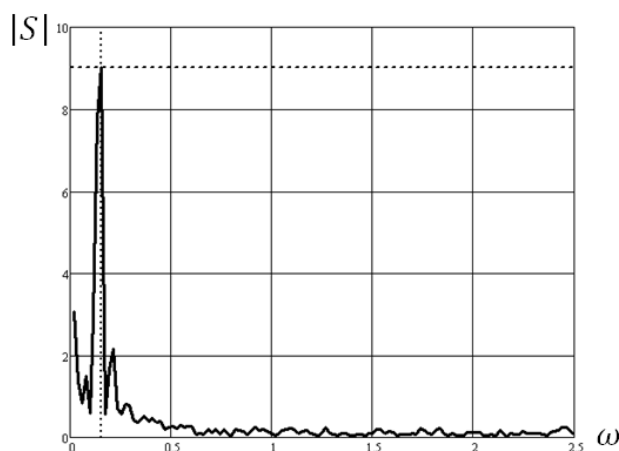


Рис. 2. Модуль спектральной плотности подъемной силы

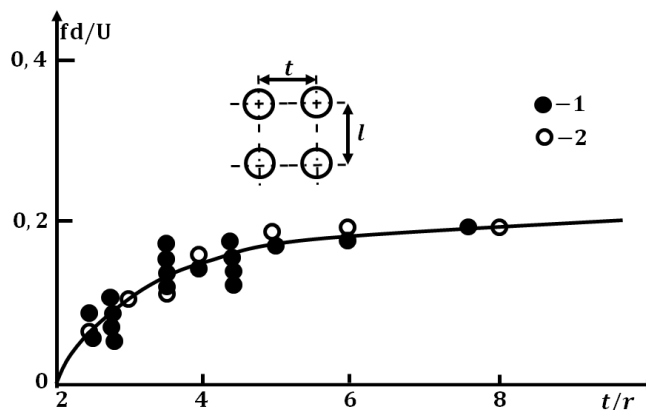


Рис.3 Зависимость безразмерной частоты отрыва вихрей от относительной густоты решетки труб: 1 - эксперимент для коридорного пучка труб при продольном шаге $l/r = 6 - \infty$ по данным [4], 2 - расчет авторов для решетки труб методом дискретных вихрей

Полученные характеристики гидродинамических сил при расчете вихревыми методами удовлетворительно согласуются с экспериментальными данными. Таким образом, имеющийся опыт численного моделирования плоских отрывных течений позволяет принять вихревые методы за основу при разработке алгоритма расчета нестационарных гидродинамических сил при обтекании системы круговых профилей, моделирующих поперечное сечение пучка.

Программа, разработанная в среде Matlab 6.5, позволяет определить относительные собственные частоты колебаний трубных систем произвольной конфигурации и густоты в различных жидких средах. В результате, с помощью данной программы получены зависимости относительных собственных частот колебаний регулярных трубных пучков для большинства типов современных теплообменных аппаратов в зависимости от относительного параметра густоты трубной решетки (пример, рис.4).

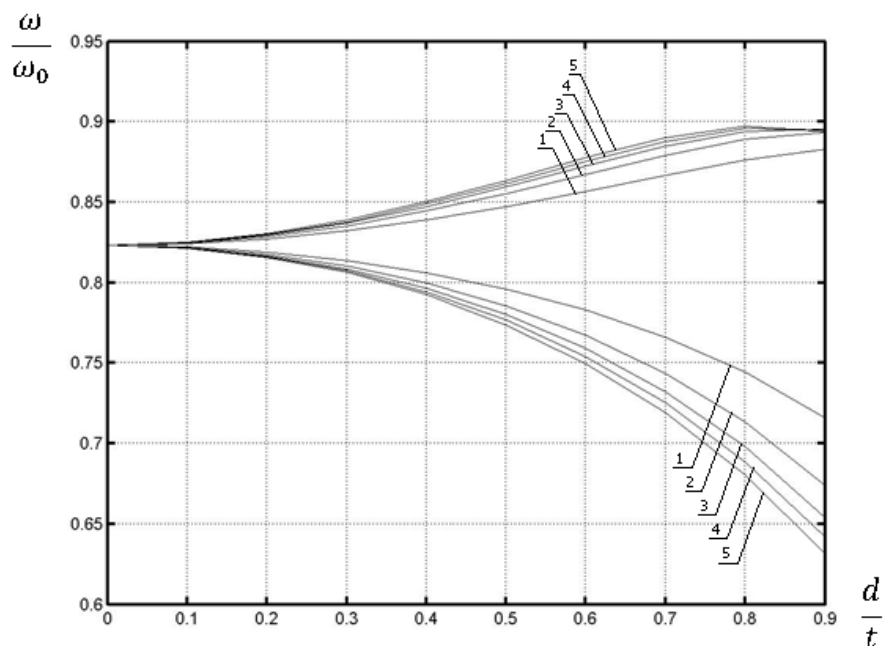


Рис.4. Спектр относительных собственных частот для ряда труб в зависимости от густоты ряда.
Сходимость решения в зависимости от количества трубок в ряду:
1 – решение для 3-х трубок; 2 – решение для 5-и трубок; 3 – решение для 7-и трубок; 4 – решение для 9-и трубок; 5 – решение для 12-и трубок

Таким образом, зная собственные частоты колебаний пучка трубок и используя численные методы расчета обтекания ряда труб, можно определить опасные значения скорости потока, при которых возможно резонансное возбуждение колебаний за счет отрыва вихрей. Приведенные оценки частотной отстройки [6] и численный метод позволяют еще на стадии опытно-конструкторской отработки системы получить конкретные рекомендации по характеру и объему необходимых конструктивных изменений, что в существенной мере способствует дальнейшему повышению вибропрочности рассматриваемых конструкций.

Литература

1. Проблемы аэроупругости и динамика машин, С.М. Каплунов, Н.Г. Вальес, Т.Н. Фесенко В книге: Проблемы прочности, техногенной безопасности и конструкционного материаловедения/ под ред. Н.А. Махутова, Ю.Г. Матвиенко, А.Н. Романова. С. 314-344. М.: Ленанд, 2018 г. -720 с. ISBN: 978-5-9710-5873-1 Тираж 400 экз.
2. Каплунов С. М., Вальес Н. Г., Марчевская О. А., Самолысов А. В. Анализ гидроупругого механизма возбуждения пучка труб // Машиностроение и инженерное образование. 2015. Вып. 2.
3. Каплунов С.М., Вальес Н.Г., Самолысов А.В., Марчевская О.А. Определение критических параметров обтекания пучка труб методом численного эксперимента // Теплоэнергетика. 2015. №8. Август. С. 57-62.
4. Чжень И. Н. Вибрации и шум в трубчатых теплообменниках, вызываемые дорожками Кармана в потоке газа. - Конструирование и технология машиностроения. М., Мир, 1968, т. 90, № 1, С. 137-150.
5. Котовский В. Н., Ништ М.И., Федоров В. М. Численное исследование режимов отрывного обтекания решеток профилей и колеблющегося цилиндра // Аэроупругость турбомашин. Институт гидродинамики СО АН СССР. 1984. С. 6-23.
6. Каплунов С.М. Частотная отстройка конструктивных элементов теплообменных аппаратов. Теплоэнергетика, 1986, №1, С.46-50.

К ВОПРОСУ ОБ ЭНЕРГОПОТРЕБЛЕНИИ ВИБРАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН¹

ON THE ISSUE OF ENERGY CONSUMPTION OF VIBRATION TECHNOLOGICAL MACHINES

Лян¹ И.П. – м.н.с., Пановко^{1,2} Г.Я. – д.т.н., проф., гл.н.с., Шохин¹ А.Е. – к.т.н., с.н.с.

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

²Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана

LyanIlyaIMASH@yandex.ru

Abstract. The article presents the results of the calculating determination of the energy required to implement various modes of vibrating technological machine working body oscillation, simulated by a single-mass mechanical system with an unbalanced vibration exciter of limited power. The moment characteristics of the induction motor, friction losses in the bearings of the rotor of the electric motor and damping in the elastic suspension of the working body are taken into account.

Key words: vibration machine, inertial vibration exciter, AC motor, torque characteristic, resonant mode, after resonant mode, energy consumption.

Аннотация. В статье приводятся результаты расчетного определения энергозатрат, необходимых для реализации различных режимов колебаний рабочего органа вибрационной технологической машины, моделируемой одномассовой механической системой с дебалансным вибровозбудителем ограниченной мощности. Учитывается моментная характеристика асинхронного двигателя, потери на трение в подшипниках ротора электродвигателя и демпфирование в упругом подвесе рабочего органа.

Ключевые слова: вибрационная машина, дебалансный вибровозбудитель, асинхронный электродвигатель, моментная характеристика, резонансный режим, зарезонансный режим, энергопотребление.

В современной промышленности широко используются вибрационные технологические машины с дебалансными вибровозбудителями (виброконвейеры, виброгрохоты, вибрационные дробилки и т.д.), работающие на зарезонансном режиме [1,2]. Одним из путей повышения энергоэффективности вибрационных машин является использование резонансного режима колебаний их рабочего органа, при котором рабочий орган колеблется на частоте, близкой к собственной. Представляется очевидным, что для осуществления резонансных режимов колебаний по сравнению с зарезонансным режимом, необходимы меньшие возмущающие усилия.

Целью настоящей работы является сравнительный анализ энергозатрат при работе вибрационной машины на резонансном и зарезонансном режимах колебаний рабочего органа.

Расчетная схема

Сравнение проводится на основе схемы одномассовой вибрационной машины с одним дебалансным вибровозбудителем (рис. 1). Вибровозбудитель представляет собой трехфазный электродвигатель переменного тока, на валу которого установлен дебаланс. Моментная характеристика электродвигателя $M(\omega)$ описывается при помощи формулы Клосса [3] и имеет вид, представленный на рис. 2, где обозначено: M_0 – пусковой момент, M_{Cr} – критический момент на частоте ω_{Cr} , M_N – номинальный момент на частоте ω_N , $\omega_s = 2\pi f/k$ – частота вращения холостого хода (при отсутствии нагрузки на валу), f – частота сети переменного тока, k – количество полюсов электродвигателя. В настоящей работе

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00708

приняты следующие кратности моментов электродвигателя [4]: $M_N=0.965M_S$, $M_N=0.5M_{Cr}$. Вибровозбудитель установлен непосредственно на рабочем органе, которой совершает однонаправленные колебания вдоль горизонтальной оси Ox . Угол поворота дебаланса α отсчитывается от положительного направления оси Ox по ходу часовой стрелки. Рабочий орган массой m прикреплен к основанию с помощью пружины с линейными характеристиками жесткости c и демпфирования $b=0.06\sqrt{cm}$, равным 0.03 от соответствующего критического значения. Масса вибровозбудителя приведена к массе рабочего органа. Предполагается, что обе машины должны реализовывать один и тот же рабочий режим с частотой ω_* и амплитудой A_* . Для настройки частоты вращения ротора на рабочий режим используется частотный преобразователь, позволяющий изменять частоту f и амплитуду U напряжения сети переменного тока. В дальнейшем все параметры, относящиеся к зарезонансной машине, будут содержать индекс «1», к резонансной машине – индекс «2», параметры систем на рабочем режиме будут содержать индекс «*».

Таким образом, сравниваются вибромашины, описываемые единой расчетной схемой. При этом массы рабочих органов считаются одинаковыми, а жесткости пружин различаются в n^2 раз, где $n=p_2/p_1$ - отношение собственных частот каждой из систем.

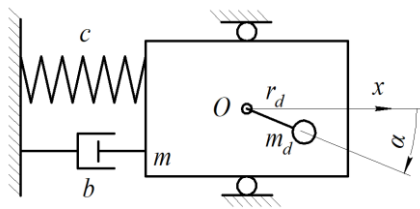


Рис.1. Расчетная схема вибронной машины

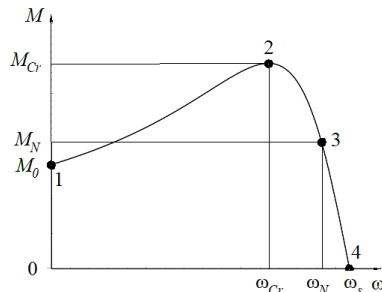


Рис.2. Моментная характеристика

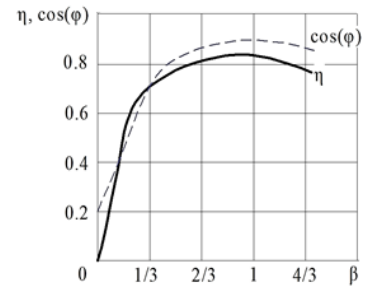


Рис.3. Косинус мощности и КПД двигателя

Движение колебательной системы (рис. 1) с ограниченным возбуждением описывается следующими нелинейными уравнениями [5]:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = m_d r_d (\ddot{\alpha} \sin \alpha + \dot{\alpha}^2 \cos \alpha); \\ J\ddot{\alpha} + \mu m_d r_d R \dot{\alpha}^2 - m_d r_d \ddot{x} \sin \alpha = M(\dot{\alpha}), \end{cases} \quad (6)$$

где x – координата центра масс системы, отсчитываемая от положения ее статического равновесия; m_d , J и r_d – масса, момент инерции и эксцентриситет дебаланса; $M(\dot{\alpha})$ – моментная характеристика двигателя; $\mu m_d r_d R \dot{\alpha}^2$ – момент сопротивления вращению ротора (момент трения в подшипниках) электродвигателя, μ – коэффициент сухого трения; R – радиус ротора; точками над переменными обозначена операция дифференцирования по времени t .

На рабочем режиме колебания системы считаются установившимися и система (1) записывается в виде:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = m_d r_d \omega_*^2 \cos \omega_* t; \\ \mu m_d r_d R \omega_*^2 - m_d r_d \ddot{x} \sin \omega_* t = M_*(\omega_*). \end{cases} \quad (7)$$

При выбранном законе частотного регулирования $U/f = const$ уменьшение частоты питания относительно частоты питания сети f приводит к параллельному смещению паспортной моментной характеристики двигателя вдоль оси ω (рис.2). Это смещение учитывается в формуле Клосса в виде параметра $\Delta\omega = \omega_s - \omega_{s*}$, где ω_{s*} – частота холостого хода рабочей характеристики:

$$M_*(\omega) = 2M_{Cr} (\omega_s - \omega_{Cr})(\omega_s - \omega - \Delta\omega) / \left[(\omega_s - \omega - \Delta\omega)^2 + (\omega_s - \omega_{Cr})^2 \right]. \quad (8)$$

Для адекватного сравнения энергетических показателей обоих режимов были определены значения дисбалансов, обеспечивающие настройку на единый рабочий режим, минимально необходимые мощности электродвигателей, их моментные характеристики до и после частотного регулирования, потребляемая мощность на рабочем режиме с учетом закона частотного регулирования.

Потребляемая электрическая мощность на рабочем режиме вычислялась по формуле [3]:

$$P_e = \omega_* M_*(\omega_*) / \eta_* \eta_f \cos \varphi_*, \quad (9)$$

где $M_*(\omega_*)$ - момент на валу электродвигателя, η_f - КПД частотного преобразователя, а η_* , $\cos \varphi_*$ - КПД электродвигателя и косинус мощности электродвигателя на рабочем режиме. Графики косинуса мощности, а также КПД электродвигателя в зависимости от параметра нагруженности двигателя $\beta = \omega_* M_*(\omega_*) / (M_N \omega_N)$, представлены на рис. 3 [3].

При подборе электродвигателей для резонансной и зарезонансной вибромашин использовались различные подходы. Кроме общих требований (обеспечение требуемого рабочего режима колебаний и формы исходной рабочей характеристики) учитывались требования, присущие только резонансной и только зарезонансной вибромашине. В качестве такого условия для зарезонансной вибромашин было принято наличие запаса мощности для быстрого прохождения резонанса (130% от минимально необходимой мощности), а для резонансной вибромашин – равенство мощностей на валу электродвигателя на рабочем режиме номинальной.

Сравнение энергопотребления резонансной и зарезонансной вибромашин

Изложенный алгоритм был реализован в программном комплексе Wolfram Mathematica при следующих значениях параметров системы: $m=1000$ кг, $f=50$ Гц, $k=2$, $R=0.04$ м, $n=3$, $A_*=0.004$ м, $\omega_*=100$ рад/с, $m_d=150rd$, $\mu=0.002$, $\eta_f=0.98$.

Зарезонансная вибромашина. Значения дисбаланса и параметры характеристики электродвигателя зарезонансной вибромашин: $D_1=3.56$ кгм, $M_{1Cr}=54.2$ Нм, $M_{10}=28.1$ Нм, $\omega_{1Cr}=113.0$ рад/с, $\Delta\omega_1=54.7$ рад/с, $\omega_{1N}=145.4$ рад/с, $M_{1N}=27.1$ Нм.

В качестве поверочного расчета было проведено численное решение системы (2) при полученных значениях параметров вибровозбудителя. Полученные значения и амплитуда колебаний при прохождении резонанса ($A_{rez}=0.025$ мм) оказались больше заданной рабочей амплитуды в 6,25 раза, что соответствует данным, приведенным в [1,6]. При этом выход системы на рабочий режим происходит менее чем за 3 с.

Согласно полученным механическим характеристикам двигателя номинальная мощность двигателя, требуемого для реализации рабочего режима для принятых значений равна $M_{1N}\omega_{1N}=3.94$ кВт. В соответствии с рядом мощностей асинхронных электродвигателей [7] в этом случае рекомендуется использовать электродвигатель с номинальной мощностью $P_{1N}=4$ кВт. Отметим, что на рабочем режиме мощность на валу электродвигателя составляет всего $M_{1*}(\omega_1)\omega_1=0.45$ кВт $\ll P_{1N}$, т.е. электропривод зарезонансной вибромашин недогружен более чем в 8 раз, что приводит к низкому значению КПД ($\eta_1=0.4$) и косинуса нагрузки ($\cos\varphi_1=0.4$). Таким образом, согласно (5), потребляемая электрическая мощность вибромашин составила $P_{1e}=2.8$ кВт.

Резонансная вибромашина. Для резонансной вибромашин были получены следующие значения параметров вибровозбудителя: $D_2=0.24$ кгм, $M_{2Cr}=7.87$ Нм, $M_{20}=4.1$ Нм, $\omega_{2Cr}=113.2$ рад/с, $\Delta\omega_2=43.8$ рад/с, $\omega_{2N}=145.3$ рад/с, $M_{2N}=3.94$ Нм. Результаты поверочного расчета при численном решении системы уравнений (1) показали, что резонансная вибромашина выходит на рабочий режим с заданными параметрами примерно за 1.8 с.

Согласно полученным механическим характеристикам двигателя номинальная мощность двигателя, требуемого для реализации рабочего режима, равна $M_{2N}\omega_{2N}=0.57$ кВт и округляется до 0.75 кВт. КПД двигателя резонансной машин $\eta_2=0.85$, а косинус нагрузки $\cos\varphi_2=0.9$. Тогда, согласно (5), потребляемая электрическая мощность вибромашин

$P_{2e}=0.764$ кВт, что в 3.7 раза меньше расчетной потребляемой электрической мощности резонансной вибромашины.

Для сравнения в таблице 1 представлены минимально необходимые значения вычисленных параметров вибромашин, работающих на резонансном и зарезонансном режиме.

Табл. 1. Сравнение параметров резонансных и зарезонансных вибромашин

Параметр (П)	Режим работы		Показатель эффективности Π_1/Π_2
	резонансный	зарезонасный	
Дисбаланс D , кг·м	0.24 кг·м	3.56 кг·м	14.8
Номинальная мощность электродвигателя P_N	0.75 кВт	4 кВт	5,3
Потребляемая электрическая мощность P_E	0.764 кВт	2.3 кВт	3,7
Требуемая мощность на валу электродвигателя на рабочем режиме N^*	0.57 кВт	0.45 кВт	0.79

Заключение

В результате выполненного анализа показано, что потребляемая электрическая мощность зарезонансной машины оказалась в 3.7 раза больше, чем резонансной вибромашины. Кроме того, двигатель на зарезонансном режиме существенно недогружен, что приводит к уменьшению КПД электродвигателя и возникновению реактивной мощности и снижению долговечности двигателя из-за его перегрева. Отметим, что мощность, необходимая для поддержания колебаний на рабочем режиме резонансной машины больше чем зарезонансной, причем, в первую очередь, это происходит из-за большего демпфирования. Это связано с выбранной моделью рассеяния энергии, зависящей от жесткости упругой подвески. Необходимо отметить, что мощность двигателей для зарезонансной вибромашины определяется, в первую очередь, мощностью, требуемой для преодоления резонансной частоты при пуске машины. Существуют различные технологические решения, позволяющие уменьшить значение этой мощности [1]. Также возможно увеличение значения косинуса нагрузки $\cos\varphi_1$ путем включения в электрическую схему питания вибромашины дополнительных устройств для компенсации реактивной мощности [3].

Работа поддержана РФФ, проект № 18-19-00708

Литература

1. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. М.:Недра. 1986. 144 с.
2. Вибрации в технике: справочник. В 6 т. Т. 4. Вибрационные процессы и машины / под. ред. Э. Э. Лавендела. М. : Машиностроение, 1981. 509 с.
3. Кацман М.М. Электрические машины М.: Высшая школа. 2000. 454с.
4. ГОСТ Р 52776-2007 (МЭК 60034-1 – 2004) Машины электрические вращающиеся. Номинальные данные и характеристики.
5. Кононенко В.О. Колебательные системы с ограниченным возбуждением. М.: Наука. 1964г. 254с.
6. Блехман И.И., Блехман Л.И., Вайсберг Л.А., Васильков В.Б. Энергозатраты в вибрационных транспортно-технологических машинах // Обогащение руд. 2019. №1[379], С. 18-27.
7. ГОСТ 12139-84 (СТ СЭВ 4434-83) Машины электрические вращающиеся. Ряды номинальных мощностей, напряжений и частот.

РАСЧЁТ ВИБРОЗАЩИЩЁННОСТИ ГРУЗА ПОЛИУРЕТАНОВЫМИ АМОРТИЗАТОРАМИ

ANALYSIS OF VIBRATION ISOLATION OF A CARGO MOUNTED ON POLYURETHANE SHOCK ABSORBERS

Никитин Е.А. – магистрант, Белкин А.Е. – д.т.н., профессор
МГТУ им. Н.Э. Баумана
devoitene@gmail.com

Abstract. This article proposes the mathematical model of vibration isolation system of a cargo, mounted in the container on tunnel-type polyurethane shock absorbers. This type of shock absorbers allows working modes with finite deformations and has increased damping properties. Model of vibration isolation system considers nonlinearities of elastic and inelastic characteristics of shock absorbers and asymmetry of vibration isolation load curve. Coefficients of vibration isolation, which correspond to different container's accelerations, are determined by harmonic and direct linearization methods of ODE of motion.

Key words: vibration isolation, mathematical model, polyurethane shock absorbers, nonlinear vibration theory.

Аннотация. Предложена математическая модель виброизоляции груза, установленного в контейнере на полиуретановых амортизаторах тоннельного типа. Эти амортизаторы допускают работу при больших деформациях и обладают повышенным демпфированием. Модель системы виброизоляции учитывает нелинейность упругих и диссипативных характеристик амортизаторов, а также несимметричность характеристики системы виброзащиты. Методами гармонической и прямой линеаризации уравнения движения при гармоническом возбуждении определены коэффициенты виброизоляции груза, соответствующие различным амплитудам ускорения контейнера.

Ключевые слова: виброизоляция, математическая модель, полиуретановые амортизаторы, нелинейная теория колебаний

Введение

Для обеспечения вибро-удароизоляции грузов весьма перспективно применение полиуретановых амортизаторов тоннельного типа (рис. 1, слева), которые могут работать при больших деформациях и обладают высокими диссипативными свойствами [1]. Нагрузочные характеристики этих амортизаторов в диапазоне рабочих осадок нелинейны (рис. 1, справа). Амортизаторы с характеристиками такого вида обеспечивают высокую энергоёмкость виброзащитной системы при ограниченных силах, передаваемых на защищаемый объект.

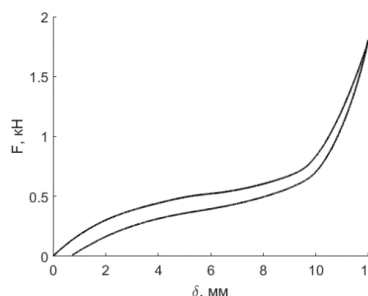


Рис. 1. Полиуретановый амортизатор тоннельного типа и его статическая характеристика

Обоснование работоспособности таких систем защиты грузов требует тщательных теоретических и экспериментальных исследований, что приводит к необходимости учёта нелинейных свойств амортизаторов. Цель настоящей работы — разработка математической модели системы виброизоляции груза на полиуретановых амортизаторах

с учётом нелинейности характеристик при гармонических колебаниях с большими амплитудами.

Аналитическое описание упругих и диссипативных свойств амортизаторов

Выберем аналитическое представление восстанавливающей силы f как функции осадки амортизатора δ . Приблизённо её можно представить в виде суммы упругой $f_e(\delta)$ и неупругой $f_i(\delta, \dot{\delta})$ составляющих [2]:

$$f(\delta, \dot{\delta}) = f_e(\delta) + f_i(\delta, \dot{\delta})$$

В соответствии с видом нагрузочной характеристики амортизатора (рис. 1) примем, что упругая часть восстанавливающей силы имеет вид

$$f_e(\delta) = c_1 \delta - c_2 \delta^2 + c_3 \delta^3, \quad (1)$$

где c_1, c_2, c_3 — коэффициенты жёсткости, подлежащие определению по результатам испытаний на сжатие одиночного амортизатора. В настоящей работе статические испытания проводились на испытательной машине *Galdabini Quasar 50* с малоразмерными моделями, использованными в работе [3]. Поиск коэффициентов жёсткости для упругой характеристики (1) осуществлялся для осадок в пределах $\delta \leq 12$ мм методом наименьших квадратов с помощью пакета MATLAB. Полученные коэффициенты жёсткости равны $c_1 = 215$ Н/мм, $c_2 = 34,7$ Н/мм² и $c_3 = 2,16$ Н/мм³, им соответствует величина коэффициента детерминации $R^2 = 0,968$.

Неупругая часть восстанавливающей силы характеризуется гистерезисными свойствами деформирования материала. Известно, что площадь гистерезисной петли у эластомеров в меньшей мере зависит от частоты циклов деформирования (в диапазоне низких частот) и в большей — от амплитуды деформации. Следуя предложению Я.Г. Пановко [4], примем, что при гармоническом цикле деформирования форма гистерезисной петли является эллиптической, т.е.

$$f_i(\delta, \dot{\delta}) = B \delta_0^\mu \sqrt{1 - \frac{\delta^2}{\delta_0^2}} \operatorname{sign} \dot{\delta}, \quad (2)$$

где δ_0 — амплитуда осадки амортизатора, B, μ — параметры модели. Их подбор выполним, опираясь на результаты экспериментов по виброизоляции груза [3] и сохраняя эквивалентность физической и математической моделей в отношении энергетических параметров поглощающих свойств. Для модели внутреннего трения (2) энергия, рассеиваемая за период гармонических колебаний с круговой частотой ω , имеет вид

$$W = \int_0^{2\pi/\omega} f_i(\delta, \dot{\delta}) \dot{\delta} dt = \pi B \delta_0^{\mu+1}.$$

Коэффициент поглощения при колебаниях системы с эффективной жёсткостью c_{eff} на резонансной частоте ν_0 с максимальным значением коэффициента виброизоляции $\beta_{max} = \max(a_{out})/a_{in}$ может быть оценен как

$$\psi = \frac{2W}{c_{eff} \delta_{max}^2} = \frac{2\pi B \delta_{max}^{\mu-1}}{c_{eff}} \approx \frac{2\pi B}{c_{eff}} \left(\frac{\beta_{max} a_{in}}{4\pi^2 \nu_0^2} \right)^{\mu-1}, \quad (3)$$

где резонансная амплитуда осадки δ_{max} приближённо определена через ускорения стола вибростенда a_{in} и груза a_{out} . Поскольку характеристики физической модели [3] были определены только при резонансном режиме ($a_{in} = 0,5g$, $\nu_0 = 11,1$ Гц, $c_{eff} = 195$ Н/мм, $\beta_{max} = 6,2$, $\psi = 0,63$), то в условиях ограниченности экспериментальных данных подбор параметров B и μ приходится осуществлять, делая некоторые допущения. Примем $\mu = 3$

и по известному коэффициенту поглощения (3) получим $B = 0,5 \text{ Н / мм}^3$. Дальнейшие расчеты выполнены при этих значениях параметров B и μ .

Динамика груза при продольной (вертикальной) амортизации

Система (рис. 2, слева) находится в поле силы тяжести, y – смещение груза, z – смещение контейнера. Нижний амортизатор поджат весом груза. Верхний амортизатор приведен в соприкосновение с грузом, но не деформирован и дополнительной реакции не создает. Особенность этой нелинейной колебательной системы состоит в том, что начальное поджатие может заметно изменить ее жёсткость. На рис. 2 справа показано смещение нагрузочных характеристик амортизаторов (штриховые кривые) при наличии начального поджатия δ_{st} нижнего амортизатора.

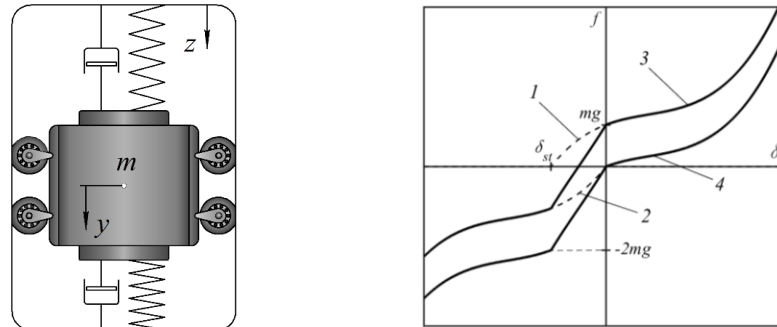


Рис. 2. Система амортизации груза (слева) и смещение нагрузочных характеристик нижнего (1) и верхнего (2) амортизаторов (штриховые кривые) и характеристика восстанавливающей силы без учёта веса груза (3) и с его учётом (4)

Нагрузочная характеристика системы в целом становится несимметричной при отсчете осадки $\delta = y - z$ от положения статического равновесия. Участок характеристики $\delta > 0$ соответствует сжатию нижнего амортизатора, участок $-\delta_{st} < \delta < 0$ – совместной работе двух амортизаторов. На участке $\delta < -\delta_{st}$ происходит отрыв груза от нижнего амортизатора.

Принимая допущение об отсутствии влияния статической нагрузки на величину рассеиваемой при колебаниях энергии и предполагая близость процесса к гармоническому, будем использовать линейризованное выражение для силы внутреннего трения $f_i(\dot{\delta}) = b_{eq} \dot{\delta}$ с коэффициентом вязкости, определяемым по методу гармонической линеаризации [2]. Полагая $\delta = \delta_0 \cos \omega t$, найдём b_{eq} для модели (2) по формуле

$$b_{eq} = -\frac{1}{\pi \omega \delta_0} \int_0^{2\pi} f_i(\delta_0 \cos \xi, -\omega \delta_0 \sin \xi) \sin \xi d\xi = \frac{B \delta_0^{\mu-1}}{\omega}.$$

Тогда уравнение движения груза примет вид

$$m \ddot{\delta} + \frac{B \delta_0^{\mu-1}}{\omega} \dot{\delta} + f(\delta) = -m \ddot{z},$$

где $f(\delta) = H(\delta_{st} + \delta) f_1(\delta_{st} + \delta) - H(-\delta) f_2(-\delta) - mg$ — восстанавливающая сила (кривая 4 на рис. 2), $H(\delta)$ — функция Хэвисайда, $f_1(\delta) = c_1 \delta - c_2 \delta^2 + c_3 \delta^3$ — реакция нижнего амортизатора, $f_2(-\delta) = -(c_1 \delta + c_2 \delta^2 + c_3 \delta^3)$ — реакция верхнего амортизатора.

Рассматривая гармоническое возбуждение системы $z = z_0 \cos(\omega t + \varphi)$, будем находить установившиеся колебания $\delta = \Delta + \delta_0 \cos \omega t$ методом прямой линеаризации функции восстанавливающей силы $f(\delta)$ [5]. Сначала определяем смещение центра размаха колебаний Δ из условия равенства значений потенциальной энергии системы при амплитудных отклонениях

$$\int_{\Delta-\delta_0}^{\Delta+\delta_0} f(\delta) d\delta = 0.$$

Затем при известной скелетной кривой по уравнению амплитудно-частотной характеристики (АЧХ) и резонансной частоте, найденной по методу прямой линеаризации

$$\omega^2(\delta_0) = \frac{5}{2m\delta_0^5} \int_{-\delta_0}^{\delta_0} f(\delta - \Delta) \delta^3 d\delta \pm \sqrt{\left(\frac{a_{in}}{\delta_0}\right)^2 - \left(\frac{B\delta_0^{\mu-1}}{m}\right)^2}$$

определяются частоты ω , соответствующие заданным значениям δ_0 . Затем строится график коэффициента виброизоляции груза. На рис. 3 представлены графики зависимости коэффициентов виброизоляции от частоты, полученные при амплитудах ускорений контейнера 0,5g; 0,75g; 1,0g; 1,25g.

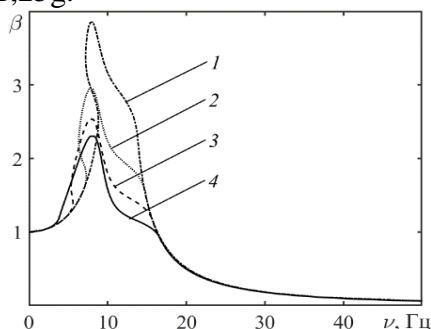


Рис. 3. Зависимость коэффициента виброизоляции груза от частоты при различных амплитудах ускорений контейнера: 1 - 0,5g; 2 - 0,75g; 3 - 1,0g; 4 - 1,25g.

Отметим, что расчёты выполнены при коэффициентах перегрузки $a_{in} / g \leq 1,25$, реализуемых на вибростенде *Data Physics Signal Force V400* при массе груза 40 кг, с целью дальнейшей экспериментальной проверки.

Выводы

Предложена математическая модель системы виброизоляции, учитывающая нелинейный характер восстанавливающих сил полиуретановых амортизаторов тоннельного типа и несимметричность нагрузочной характеристики системы. Параметры модели установлены по результатам статических и динамических испытаний. Вычислены коэффициенты виброизоляции груза при гармонических колебаниях с различными амплитудами ускорений контейнера. Разработанная модель может быть использована в практических расчётах систем амортизации объектов.

Литература

1. Алашеев В.И., Белкин А.Е., Бобров А.В., Ярошевич Н.В. Анализ работы полиуретанового амортизатора тоннельного типа в условиях ударного нагружения // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 5. С. 4–13.
2. Коловский М.З. Нелинейная теория виброзащитных систем. М.: Наука. 1966. 320 с.
3. Белкин А.Е., Даштиев И.З., Никитин Е.А., Сергиенко В.В. Физическое и математическое моделирование виброизоляции груза в контейнере с применением полиуретановых амортизаторов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 7. С. 11–19.
4. Пановко Я.Г. Внутреннее трение при колебаниях упругих систем. М.: Физматгиз. 1960. 194 с.
5. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. М.: URSS. 2015. 272 с.

**КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ПЛАСТИНЧАТЫХ
ЭЛЕМЕНТОВ НЭМС В ПОЛЕ ЦВЕТНОГО ШУМА¹**
*CONTACT INTERACTION OF LAMELED NEMS ELEMENTS IN THE FIELD
OF COLOR NOISE*

Папкова¹ И.В. – к.ф.-м.н., доцент, **Крылова² Е.Ю.** – к.ф.-м.н., доцент,

Крысько³ А.В. – д.ф.-м.н., профессор

¹СГТУ имени Гагарина Ю.А.

²ТПУ, Томск

³СГУ им. Н.Г. Чернышевского

ikravzova@mail.ru

Abstract. A mathematical model of the contact interaction of a spherical size-dependent shell and plate is constructed taking into account their contact interaction. Shells are in the field of color noise. The following are accepted as initial hypotheses: the material of the shell and plate is isotropic, elastic; kinematic model of Kirchhoff-Love. Geometric non-linearity is taken into account according to the model of Theodor von Karman. Micropolar theory is applied to account for scale effects. Contact interaction is taken into account according to the theory of B.Ya. Cantor.

Key words: contact interaction, nanoplates, mathematical modeling.

Аннотация. Построена математическая модель поведения, с учетом контактного взаимодействия, сферической размерно-зависимой оболочки и пластинки. Учитывается действие на механическую систему поля цветных шумов. В качестве исходных гипотез приняты следующие: материал оболочки и пластинки изотропный, упругий псевдо континуум Коссера со стесненным вращением частиц, кинематическая модель Кирхгофа-Лява. Уравнения движения получены на основании следующих теорий: Теодора фон Кармана (геометрическая нелинейность), теория Б.Я. Кантора (учет контактного взаимодействия).

Ключевые слова: контактное взаимодействие, нанопластины, математическое моделирование.

Введение

НЭМС-устройства обладают уникальными свойствами, которые определяют их актуальность для практического применения. Среди таких свойств можно выделить такие, как низкая масса, высокая электрическая прочность, высокие частоты механического резонанса, потенциально большие квантовые механические эффекты, большое отношение поверхности к объему, что важно для чувствительных элементов некоторых типов датчиков, например датчиков давления. Наносенсоры (кантиливеры, нановесы, резонаторы и др.) и наноактуаторы (наномоторы, шестеренки и т.д.) используются в физике, биологии, химии, медицине (диагностика, клеточная нано- и микрохирургия, доставка лекарств в пораженное место организма), электронной и нефтегазовой промышленности. Моделирование поведения элементов НЭМС предполагает использование теорий, учитывающих эффекты масштабов на наноуровне. В частности, такой является микрополярная теория, которая лежит в плоскости научных интересов многих современных ученых [1-5].

Постановка задачи

Математическая модель движения элемента гибкой оболочки и пластинки с учетом контактного взаимодействия между ними получены из энергетического принципа

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 19-19-00215

Гамильтона-Остроградского. С учетом моментных напряжений потенциальная энергия рассматриваемой механической системы примет вид: $\Pi = \frac{1}{2} \int_{\Omega} (\sigma_{ij} \varepsilon_{ij} + m_{ij} \chi_{ij}) d\Omega$, где ε_{ij} - компоненты тензора деформации, σ_{ij} - компоненты тензора напряжений, χ_{ij} - компоненты симметричного тензора изгиба-кручения, m_{ij} - компоненты тензора моментов высших порядков, которые определяются следующим образом: $\sigma_{ij} = \lambda \varepsilon_{mnn} \delta_{ij} + 2\mu \varepsilon_{ij}$, $\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \nabla u$, $\chi_{ij} = \frac{1}{2} \nabla \theta$, $\theta_i = \frac{1}{2} (\text{rot}(u))_i$, $m_{ij} = 2\mu l^2 \chi_{ij}$, здесь u - вектор смещений с компонентами u_i , $i = \{x, y, z\}$, θ_i - компоненты вектора микроповоротов: $\lambda = \frac{E\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}$, $\mu = \frac{E}{2(1+\nu)}$ - параметры Ламэ, δ_{ij} - символ Кронекера. В данной работе материал рассматривается как псевдоконтинуум Коссера со стесненным вращением частиц, что приводит к появлению в модели дополнительного независимого параметра длины l . Для моделирования контактного взаимодействия элементов механической системы по теории Кантора Б.Я. необходимо ввести в рассмотрение функцию штрафа, как следствие в уравнениях появится слагаемое $(-1)^i K(w_1 - w_2 - h_k(x, y, t))\Psi$, $i=1$ - оболочки, $i=2$ - пластинка, $\Psi = \frac{1}{2} [1 + \text{sign}(w_1 - h_k(x, y, t) - w_2)] [2]$, K - коэффициент, характеризующий жесткость трансверсального обжатия оболочки в зоне контакта, $h_k(x, y, t)$ - зазор между оболочкой и пластинкой, w_1, w_2 - прогибы оболочки и пластинки соответственно.

$$\frac{\partial N_{xx,1}}{\partial x} + \frac{\partial T_1}{\partial y} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{yz,1}}{\partial y^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{xz,1}}{\partial x \partial y} = \rho_1 h_1 \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2},$$

$$\frac{\partial N_{yy,1}}{\partial y} + \frac{\partial T_1}{\partial x} - \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{xz,1}}{\partial x^2} - \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{yz,1}}{\partial x \partial y} = \rho_1 h_1 \frac{\partial^2 v_1}{\partial t^2},$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 M_{xx,1}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{yy,1}}{\partial y^2} + 2 \frac{\partial^2 H_1}{\partial x \partial y} + k_{x,1} N_{yy,1} + k_{y,1} N_{xx,1} + \frac{\partial}{\partial x} \left(N_{xx,1} \frac{\partial w_1}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(N_{yy,1} \frac{\partial w_1}{\partial y} \right) + 2 \frac{\partial T_1}{\partial x} \frac{\partial w_1}{\partial y} + \\ & + 2 \frac{\partial T_1}{\partial y} \frac{\partial w_1}{\partial x} + 4 T_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial x \partial y} - \frac{\partial^2 Y_{xx,1}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 Y_{yy,1}}{\partial y \partial x} + \frac{\partial^2 Y_{xy,1}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 Y_{xy,1}}{\partial y^2} + \\ & + 2q_1 + p_n - K(w_1 - w_2 - h_k(x, y, t))\Psi = \rho_1 h_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} + \varepsilon_1 \rho_1 h_1 \frac{\partial w_1}{\partial t}, \end{aligned}$$

$$\frac{\partial N_{xx,2}}{\partial x} + \frac{\partial T_2}{\partial y} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{yz,2}}{\partial y^2} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{xz,2}}{\partial x \partial y} = \rho_2 h_2 \frac{\partial^2 u_2}{\partial t^2},$$

$$\frac{\partial N_{yy,2}}{\partial y} + \frac{\partial T_2}{\partial x} - \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{xz,2}}{\partial x^2} - \frac{1}{2} \frac{\partial^2 Y_{yz,2}}{\partial x \partial y} = \rho_2 h_2 \frac{\partial^2 v_2}{\partial t^2},$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2 M_{xx,2}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 M_{yy,2}}{\partial y^2} + 2 \frac{\partial^2 H_2}{\partial x \partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(N_{xx,2} \frac{\partial w_2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(N_{yy,2} \frac{\partial w_2}{\partial y} \right) + 2 \frac{\partial T_2}{\partial x} \frac{\partial w_2}{\partial y} + \\ & + 2 \frac{\partial T_2}{\partial y} \frac{\partial w_2}{\partial x} + 4 T_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial x \partial y} - \frac{\partial^2 Y_{xx,2}}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 Y_{yy,2}}{\partial y \partial x} + \frac{\partial^2 Y_{xy,2}}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 Y_{xy,2}}{\partial y^2} + \\ & + 2 q_2 + K(w_1 - w_2 - h_k(x, y, t)) \Psi = \rho_2 h_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} + \varepsilon_2 \rho_2 h_2 \frac{\partial w_2}{\partial t}, \end{aligned}$$

$$\text{где } (N_{xx}, N_{yy}, T) = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} (\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{xy}) dz, (M_{xx}, M_{yy}, H) = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} (\sigma_{xx}, \sigma_{yy}, \sigma_{xy}) z dz, Y_{xx} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} m_{xx} dz, .$$

$$Y_{xy} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} m_{xy} dz, Y_{xz} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} m_{xz} dz.$$

К уравнениям следует присоединить граничные условия

$$\frac{\partial w_1}{\partial x} = w_1 = \frac{\partial w_2}{\partial x} = w_2 = \frac{\partial u_1}{\partial x} = u_1 = \frac{\partial u_2}{\partial x} = u_2 = \frac{\partial v_1}{\partial x} = v_1 = \frac{\partial v_2}{\partial x} = v_2 = 0 \text{ при } x=0; a$$

$$\frac{\partial w_1}{\partial y} = w_1 = \frac{\partial w_2}{\partial y} = w_2 = \frac{\partial u_1}{\partial y} = u_1 = \frac{\partial u_2}{\partial y} = u_2 = \frac{\partial v_1}{\partial y} = v_1 = \frac{\partial v_2}{\partial y} = v_2 = 0 \text{ при } y=0; b$$

и начальные условия: $\frac{\partial w_1}{\partial t} = w_1 = \frac{\partial w_2}{\partial t} = w_2 = \frac{\partial u_1}{\partial t} = u_1 = \frac{\partial u_2}{\partial t} = u_2 = \frac{\partial v_1}{\partial t} = v_1 = \frac{\partial v_2}{\partial t} = v_2 = 0$ при $t=0$.

На оболочку действует нормальная распределенная нагрузка $q_1(x, y, t) = q_0 \sin(\omega_p t)$, где q_0 - амплитуда, ω_p - частота, $q_2(x, y, t) = 0$. Введем обозначения: h_1, h_2 - толщина оболочки и пластинки, $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ - коэффициенты демпфирования, ρ_1, ρ_2 - плотность материала оболочки и пластинки, $k_{y,1}, k_{x,1}$ - геометрическая кривизна оболочки, N_{xx}, N_{yy}, T - усилия, M_{xx}, M_{yy}, H - моменты, Y_{xx}, Y_{yy}, Y_{xz} - моменты высших порядков. Аддитивный шум добавлен в систему уравнений в форме случайного слагаемого $p_n = p_{n0}(2.0 \text{ rand}() / (\text{RAND MAX} + 1.0) - 1.0)$ с постоянной интенсивностью p_{n0} .

Заключение

Построена математическая модель нелинейной динамики чувствительных элементов наноэлектромеханических датчиков в виде оболочки и пластинки с учетом их контактного взаимодействия под действием поперечной знакопеременной нагрузки и аддитивного цветного шума. Математическая модель представляет собой систему дифференциальных уравнений в частных производных высокого порядка и высокой нелинейности (геометрической и конструктивной). Сведение полученной системы нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных к задаче Коши осуществляется методом конечных разностей. Задача Коши решается методом Ньюмарка. Проведен анализ устойчивости решения полученной системы дифференциальных уравнений.

Работа поддержана РФФ, проект № 19-19-00215

Литература

1. Sargsyan S.H., Zhamakochyan K.A. Applied theory of micropolar elastic thin plates with constrained rotation and the finite element method Materials Physics and Mechanics. 2018. Т. 35. № 1. С. 145-154.

2. Altenbach, H., Eremeyev, V.A. *Cosserat-Type Shells* CISM International Centre for Mechanical Sciences, Courses and Lectures 2013 541, с. 131-178
3. Sargsyan, S.H., Farmanyan, A.J. *Thermoelasticity of micropolar orthotropic thin shells* PNRPU Mechanics Bulletin 2013(3), с. 232-248
4. Крылова Е. Ю., Папкина И. В., Яковлева Т. В., Крысько В. А. Теория колебаний углеродных нанотрубок как гибких микрополярных сетчатых цилиндрических оболочек с учетом сдвига // Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика. 2019. Т. 19, вып. 3. С. 305–316.
5. Yang F., Chong A.C.M., Lam D.C.C., Tong P. *Int. J. Solids Struct.*, 2002, 39, 2731–2743
6. Кантор Б.Я., Богатыренко Т.Л., Метод решения контактных задач нелинейной теории оболочек // Докл. АН УССР. сер. А. 1986. №1. С.18-21.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВИБРАЦИОННОГО СВЕРЛЕНИЯ С
ГАРМОНИЧЕСКИМ ВОЗБУЖДЕНИЕМ ЧЕРЕЗ
ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИЙ АКТУАТОР¹**

*ANALYSIS OF VIBRATORY DRILLING DYNAMICS WITH HARMONIC
EXCITATION BY MEANS OF ELECTRODYNAMIC ACTUATOR*

Плещеев И.И. – аспирант кафедры РК5, **Иванов И.И.** – к.т.н., старший преподаватель
кафедры РК5, **Воронов С.А.** - д.т.н., профессор кафедры РК5

МГТУ им Н.Э. Баумана

E-mail: ivanivanivam@yandex.ru

Abstract. Continuous chip is one of the major challenges during deep hole drilling. One method to segment chip is to excite axial vibrations by introducing elastic flexibility of drill in axial direction. However to provide self-excited oscillations of tool in wide range of machining parameters small controlling action should be introduced. Particular design of actuator realizing action may influence dynamics of the system. In this paper couple dynamics of vibratory drilling and electrodynamic actuator is considered.

Key words: vibratory drilling, regenerative effect, self-excited oscillations.

Аннотация. При сверлении глубоких отверстий образующаяся сливная стружка может забивать каналы отвода, что приводит к остановке производственной операции. Поэтому актуальной задачей является сегментирование образующейся стружки. Дробление стружки можно обеспечить путем введения в систему упругого элемента в осевом направлении, что приводит к возникновению автоколебаний. Также целесообразным является добавление малого управляющего воздействия, чтобы поддерживать колебания инструмента при широком диапазоне режимов обработки. Устройство конкретного актуатора, реализующего малое управление может влиять на динамику системы. В данной работе рассматривается влияние электродинамического актуатора на динамику технологической системы.

Ключевые слова: вибрационное сверление, регенеративный эффект, автоколебания.

Одной из основных проблем сдерживающих повышение производительности при обработке глубоких отверстий является необходимость удаления сливной стружки из зоны резания. Сливная стружка забивает каналы отвода стружки, что может приводить к повышению температуры в зоне резания и повреждению инструмента. Возможным способом решения данной проблемы является применение вибропатронов, которые представляют собой устройство, в котором передача осевого усилия резания осуществляется через дополнительный встроенный упругий элемент, позволяющий подвижной части патрона со сверлом совершать осевые колебания. Тогда за счет регенеративного эффекта [1,2] возбуждаются автоколебания сверла, что приводит к дроблению стружки. На Рис.1 приведена фотография вибропатрона.

В работах [3-5] проведено исследование динамики вибрационного сверления. Для более эффективного дробления стружки при более широких диапазонах параметров обработки предложены различные стратегии управления [6-9]. В работе [9] исследуется влияние разрешения подаваемого цифрового сигнала на динамику процесса.

Однако в перечисленных работах предполагается, что можно напрямую управлять силой. На практике для дополнительного возбуждения используются актуаторы, которые могут вносить свой вклад в динамику системы. В данной работе рассматривается простейший электродинамический актуатор и его влияние на динамическое поведение системы.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00147



Рис.1. Фотография вибропатрона со встроенным упругим элементом

Расчётная схема рассматриваемой механической системы приведена на рис. 2, где $x(t)$ – осевая координата инструмента; k , d – соответственно, жёсткость закрепления инструмента и коэффициент демпфирования; m – масса подвижной части вибропатрона; a – подача; F_c – осевая сила резания; F_a – сила актуатора. Уравнения динамики для данной системы будут иметь вид [6]:

$$m\ddot{x} + d\dot{x} + kx = F_c + F_a \quad (1)$$

$$F_c = K_c h^r \quad (2)$$

$$h(t) = (s(t - T) + a - x(t))H(s(t - T) + a - x(t)) \quad (3)$$

$$s(t) = s(t - T) + a - h(t) \quad (4)$$

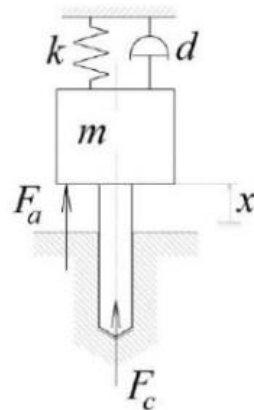


Рис 2. Расчётная схема модели сверления с вибропатроном и актуатором

Электродинамический актуатор в простейшем случае представляет собой подвижную катушку, на которую подается управляющее напряжение. Катушка находится в поле постоянного магнита, что приводит к возникновению силы Ампера, действующей на катушку. Также в электрической цепи возникает ЭДС индукции пропорциональное скорости движения катушки. Электрическая схема актуатора представлена на Рис. 3.

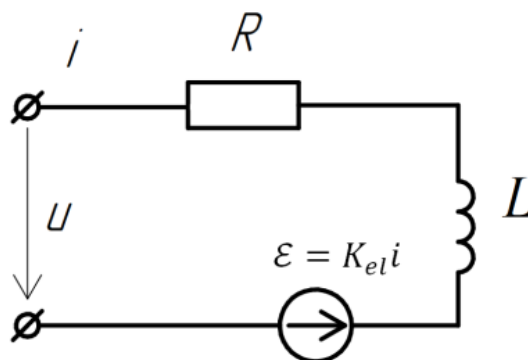


Рис 3. Электрическая схема актуатора

Для моделирования динамики актуатора использовались следующие уравнения:

$$\frac{di}{dt} + \frac{R}{L}i + \frac{K_{el}}{L}\dot{x} = u(t)\frac{1}{L}$$

$$F_a = K_{el}i$$

где i – сила тока, u – управляющее напряжение, R – сопротивление катушки, L – индуктивность катушки, K_{el} – коэффициент электромеханической связи, определяемый конструкцией актуатора и магнитной индукцией постоянного магнита.

Результирующие дифференциальные уравнения для динамики актуатора [10]:

$$\frac{dF_a}{dt} + \frac{R}{L}F_a + \frac{K_{el}^2}{L}\dot{x} = u\frac{K_{el}}{L} \quad (5)$$

В рамках данной работы примем гармонический закон управления напряжением:

$$u = u_a \sin(\omega_u t) \quad (6)$$

где u_a, ω_u – амплитуда и частота подаваемого напряжения. Введем безразмерный параметр $\nu = \omega_u / p$.

Полученная система связанных электро-механических уравнений (1-6) решается численно с помощью метода трапеций с итеративным уточнением в конце шага.

Для изучения влияния актуатора было проведено моделирование при различных значениях амплитуды напряжения u_a и частоты подаваемого напряжения ω_u . Для моделирования были выбраны следующие параметры: $m = 1.5$ кг, $k = 5.33 \cdot 10^3$ Н/мм, $a = 0.05 \frac{\text{мм}}{\text{зуб}}$, $r = 0.7$, $\xi = \frac{d}{p} = 0.1$, $\omega = 1256$ рад/с, параметры актуатора: $R = 3.0$ Ом, $L = 1.2$ мГн, $K_{el} = 19$ Н/А.

Ниже приведены зависимости безразмерных перемещений x/a , сил резания $F_c/(ka)$ и силы актуатора $F_a/(ka)$ от безразмерного времени $\tau = t\sqrt{k/m}$. Выберем амплитуду напряжения $u_a = 5$ В, а параметр $\nu = 1.0$.

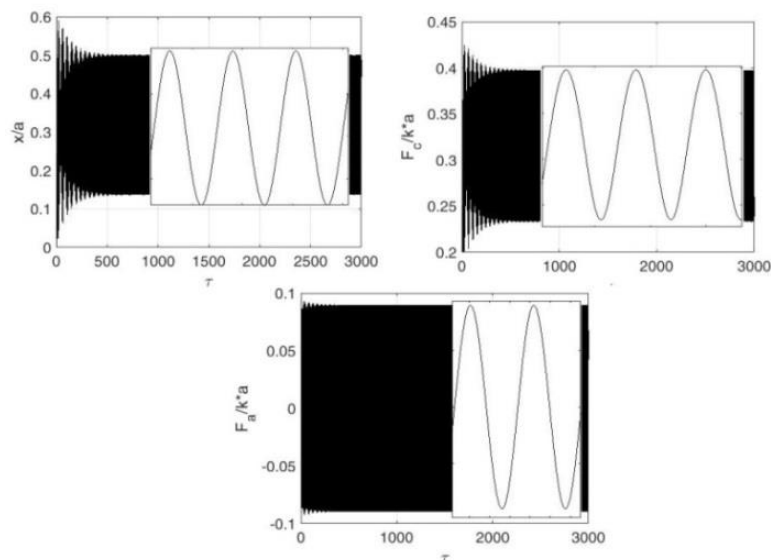


Рис 4. Временная реализация перемещения, силы резания и силы актуатора при $\nu = 1.0, u_a = 5$ В

Как видно из приведенных реализаций на Рис. 4 в системе возбуждаются колебания, но их амплитуда недостаточна для дробления стружки. Изменим отношения частот ν до $\nu = 1.15$.

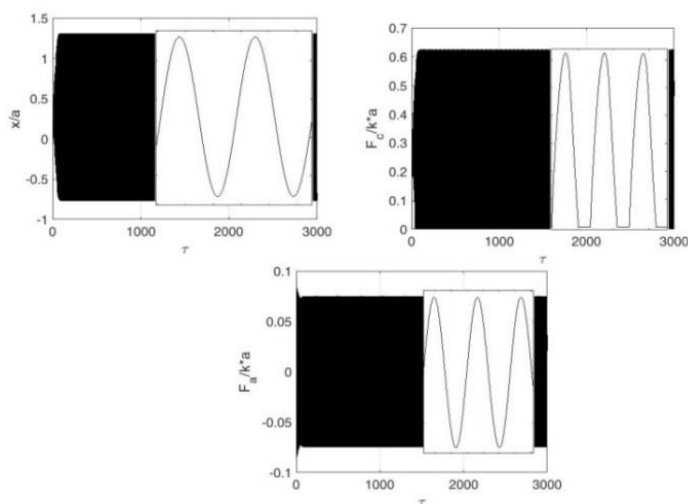


Рис 5. Временная реализация перемещения, силы резания и силы актуатора при $\nu = 1.15, u_a = 5$ В

При данных параметрах на Рис. 5 видно, что возбуждаются колебания с достаточно большой амплитудой для дробления стружки. Рассмотрим разницу фаз между управляющим напряжением и силой актуатора. На Рис. 6 приведены несколько периодов для управляющего напряжения и силы актуатора. Разница фаз между напряжением и силой актуатора равна 0.81 радиан.

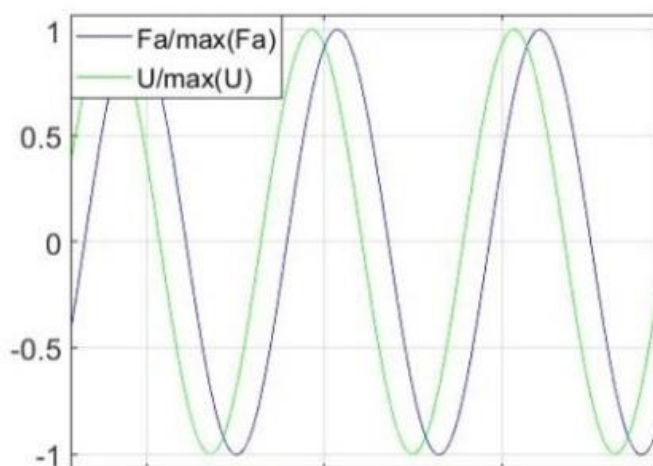


Рис 6. Временная реализация силы актуатора и напряжения при $v = 1.15, u_a = 5$ В

Заключение

В данной статье рассмотрена модель динамики вибросверления с учетом динамики электродинамического актуатора. С помощью численного моделирования показано, что при определенном наборе параметров удастся добиться дробления стружки. Также показано, что динамика актуатора вносит фазовую задержку между подаваемым напряжением и силой актуатора.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00147

Литература

1. Подураев. В.Н. Обработка резанием с вибрациями. М.: Машиностроение, 1970. – 350 с.
2. Moraru G., Veron P., Rabate P. Drilling head with axial vibrations // Пат.США 20120107062 A1. 2012.
3. Batzer S.A., Gousskov A.M., Voronov S.A. Modeling vibratory drilling dynamics. Journal of Vibration and Acoustics, 2001, vol. 123, pp. 435-443.
4. Tichkiewitch S., Moraru G., Brun-Picard D., Gousskov A.M. Self-excited vibration drilling models and experiments. CIRP Annals – Manufacturing Technology, 2002, vol. 51, iss. 1, pp. 311-314.
5. Paris H., Tichkiewitch S., Peigne G. Modelling the vibratory drilling process to foresee cutting parameters. CIRP Annals – Manufacturing Technology, 2005, vol. 54, iss. 1, pp. 367-370.
6. Gousskov A.M., Voronov S.A., Ivanov I.I., Nikolaev S.M., Barisheva D.V. Investigation of vibratory drilling model with adaptive control. Part 1: control of cutting continuity. Journal of vibroengineering, 2015, vol. 17, iss 7, pp. 3702-3714.
7. Gousskov A.M., Voronov S.A., Ivanov I.I., Kiselev I.A., Novikov V.V. Investigation of vibratory drilling model with adaptive control. Part 2: mixed control of peak-to-peak vibration displacement and cutting continuity index. Journal of vibroengineering, 2015, vol. 17, iss 8, pp. 4301-4312.
8. Ivanov I., Pleshcheev I., Larkin A. Investigation of Controlled Vibratory Drilling Dynamics with Variable Velocity Feedback Gain //International Conference on Industrial Engineering. – Springer, Cham, 2018. – С. 585-594.
9. Ivanov I., Pleshcheev I., Larkin A. Vibratory drilling with digital adaptive control //MATEC Web of Conferences. – EDP Sciences, 2018. – Т. 224.
10. Macdonald H. M., Green T. C., Williams B. W. Analysis and control of a moving coil electrodynamic actuator //Proceedings of IECON'93-19th Annual Conference of IEEE Industrial Electronics. – IEEE, 1993. – С. 2184-2189.

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ШПИНДЕЛЬНЫХ УЗЛОВ ПАРТИИ ТОКАРНЫХ СТАНКОВ С ЧПУ *INVESTIGATION OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF SPINDLE UNITS OF CNC LATHES BATCH*

Сабиров¹ Ф.С. – д.т.н., профессор, Боган¹ А.Н. – к.т.н., Михайлов² И.С. – студент

¹Московский государственный технологический университет «Станкин»

²Московский государственный технический университет им.Н.Э.Баумана

fanira5057@yandex.ru

Abstract. Studies of the dynamic characteristics of a batch of CNC lathes of the same model, in particular the frequency response of spindle units, which are obtained experimentally by pulsed excitation of an elastic system, are considered.

Key words: spindle unit, stiffness, amplitude-frequency characteristics.

Аннотация. Рассматриваются исследования динамических характеристик партии токарных станков с ЧПУ одной модели, в частности АЧХ шпиндельных узлов, которые получены экспериментальным путём при импульсном возбуждении упругой системы.

Ключевые слова: шпиндельный узел, динамическая жёсткость, АЧХ.

В процессе эксплуатации станков изменяются его технологические характеристики. Одной из этих характеристик является жёсткость шпиндельного узла, влияющая на такие показатели качества изготавливаемых деталей как точность формы, шероховатость и волнистость обрабатываемой поверхности. Жесткость шпиндельного узла помимо изнашивания зависит от качества сборки и регулировки подшипниковых опор шпинделя. В данной работе делается попытка оценки состояния шпиндельного узла по экспериментально полученным динамическим характеристикам партии токарных станков с ЧПУ, эксплуатирующихся на одном из промышленных предприятий. Были исследованы пять станков одной модели, эксплуатируемых в одинаковых условиях в течении года. Исследования заключалось в измерении амплитудно-частотных характеристик путем импульсного воздействия динамометрическим молотком на оправку, закрепленную в патроне станка, и измерения датчиками абсолютных колебаний реакции на это воздействие вблизи точки удара и на шпиндельной бабке (рис. 1). Исходными сигналами являются сигналы виброускорения.

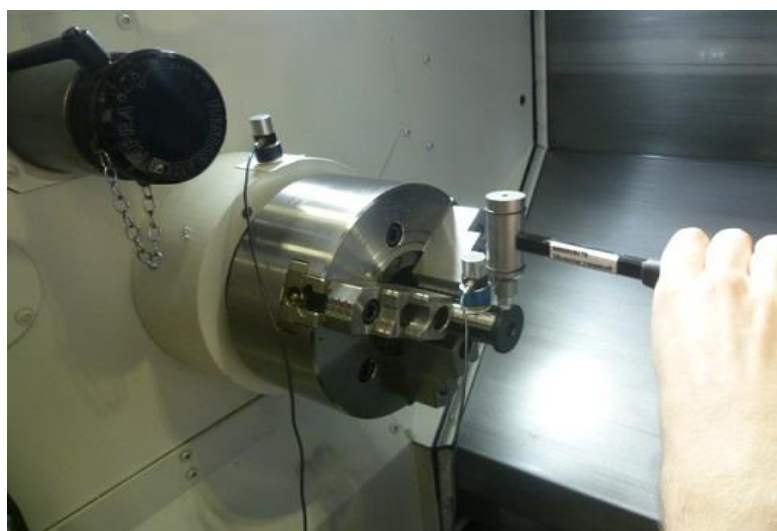


Рис. 1 Возбуждение динамической системы и точки измерения реакции

Обработка сигналов выполнялась по методикам и с использованием программы Recorder [1, 2], разработанным в МГТУ СТАНКИН. Программа позволяет получить следующие

характеристики (рис. 2): «Спектр 1» - осредненный по нескольким реализациям спектр импульсного воздействия; «Спектр 2» - осредненный спектр реакции на силовое воздействие; «АЧХ» – амплитудно-частотная характеристика; «Фаза» - фазо-частотная характеристика; «Ког» - функция когерентности, показывающая линейность связи между входом и выходом и служащая мерой оценки достоверности частотной характеристики (0 – достоверность отсутствует, 1 – достоверность высокая). Например, собственные частоты 407,2 Гц, 430,9 Гц и 473,2 Гц имеют функцию когерентности близкую к единице, т.е. имеют высокую достоверность. Частота 49,8 Гц имеет низкую достоверность, это частота сети, наводки в канале измерения вибрации.

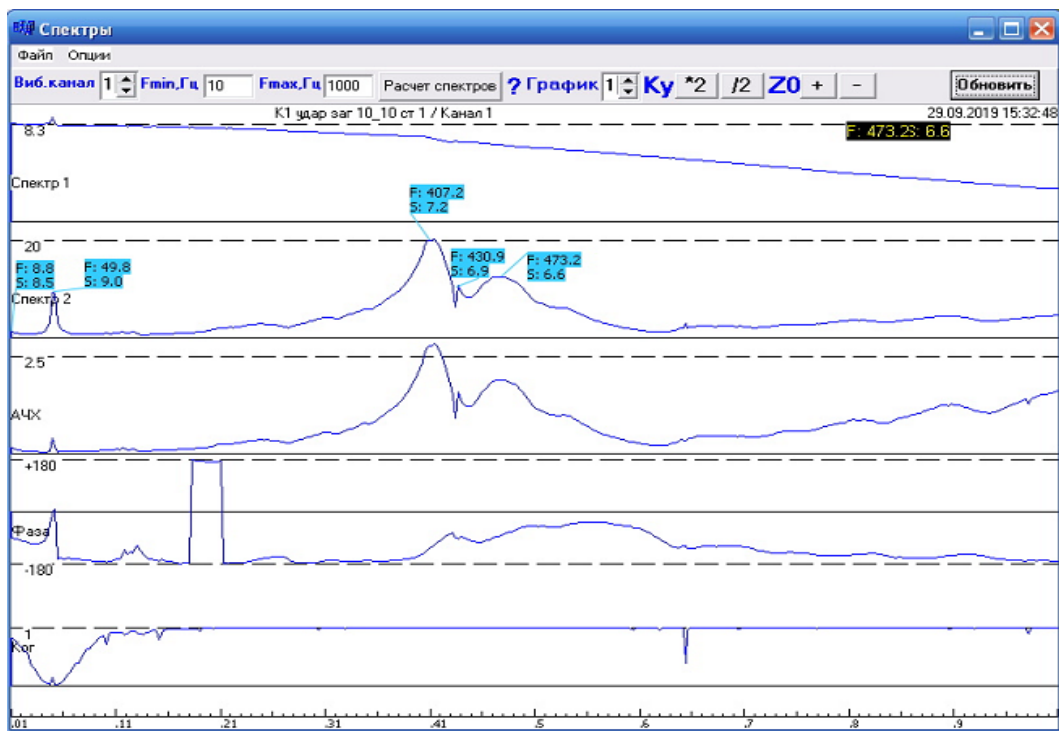


Рис. 2 Интерфейс программы Recorder и частотные характеристики, получаемые с ее помощью

На рис. 3 представлены АЧХ пяти исследованных станков. Видно, что АЧХ разных экземпляров станка существенно различаются. У одного станка выделяется одна собственная частота 450 Гц, у другого две собственные частоты 400 и 500 Гц, есть станки, у которых три явно выделяющиеся собственные частоты. Выявлению причин такого различия в АЧХ может помочь моделирование шпиндельного узла с использованием программного комплекса SpinDyna [3-6].

Программа SpinDyna, разработанная в МГТУ «Станкин», предназначена для автоматизированного расчета статических и динамических характеристик осесимметричных упругих систем, позволяет моделировать шпиндельные узлы станков на различных опорах (качения, аэро-, гидростатических и других) при наличии параметров, характеризующих их жесткостные и демпфирующие свойства.

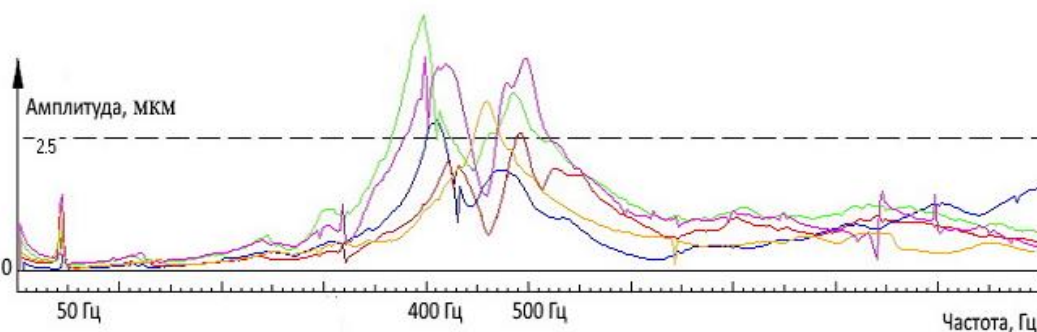


Рис. 3 АЧХ шпиндельных узлов пяти токарных станков с ЧПУ

По чертежам шпиндельного узла разрабатывается геометрическая модель (рис. 4), в которой конечными элементами в виде цилиндров описывается тело шпинделя, сосредоточенными массами представляются зубчатые колеса, трехкулачковый патрон, пружинами (опора) описываются подшипники. Геометрическая модель затем преобразуется в математическую модель. Далее методом конечных элементов рассчитываются частотные характеристики.

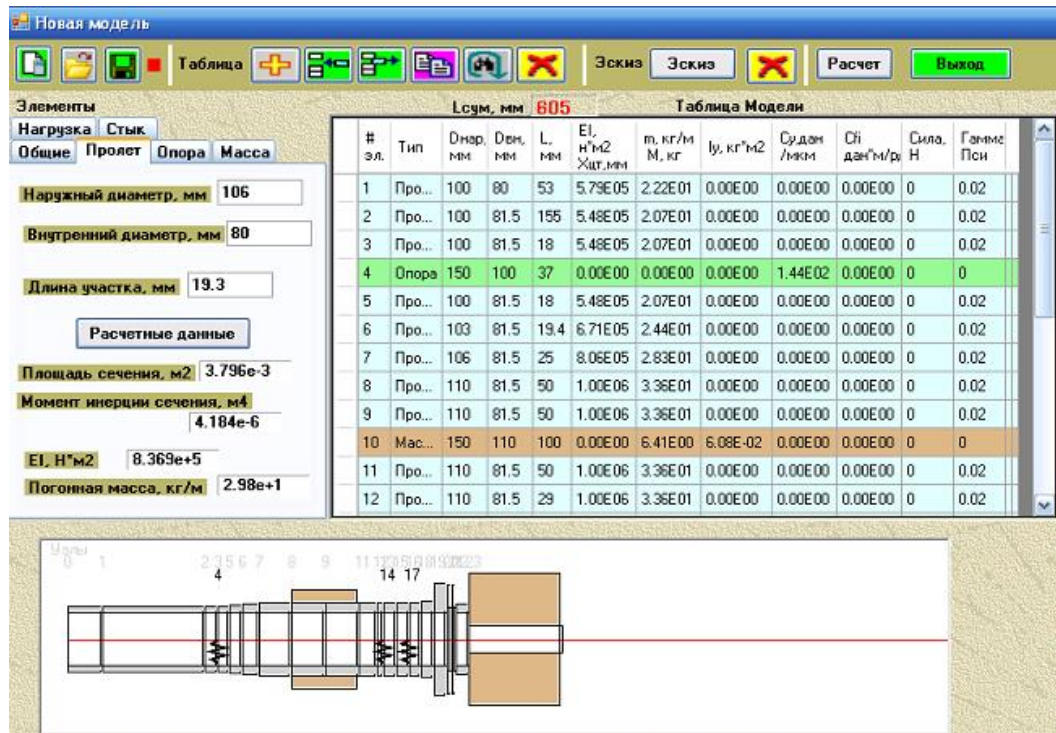


Рис. 4 Моделирование шпиндельного узла в программе SpinDyna

Пример расчетной АЧХ шпиндельного узла станка с каталожными данными жесткости подшипников показан на рис. 5 (красный график). В результате изменения параметров модели, а именно снижение жёсткости переднего и заднего радиальных подшипников с двумя короткими цилиндрическими роликами, в среднем на 55%, были получены результаты, близкие к экспериментальным данным одного из станков (синий график). Добиться того, чтобы на расчетных АЧХ были две собственные частоты в диапазоне 400 - 500 Гц варьированием жесткости подшипников не удалось. Дальнейшее исследование предполагает уточняющую идентификацию параметров модели с использованием экспериментальных АЧХ, а также изменение структуры самой модели. Варьирование структурой модели, жесткостными и инерционными параметрами, надеемся, позволит выявить причины различия частотных характеристик различных экземпляров токарного станка, оценить фактическую жесткость подшипников и на этой основе спрогнозировать остаточный ресурс шпиндельных узлов [7 - 9].

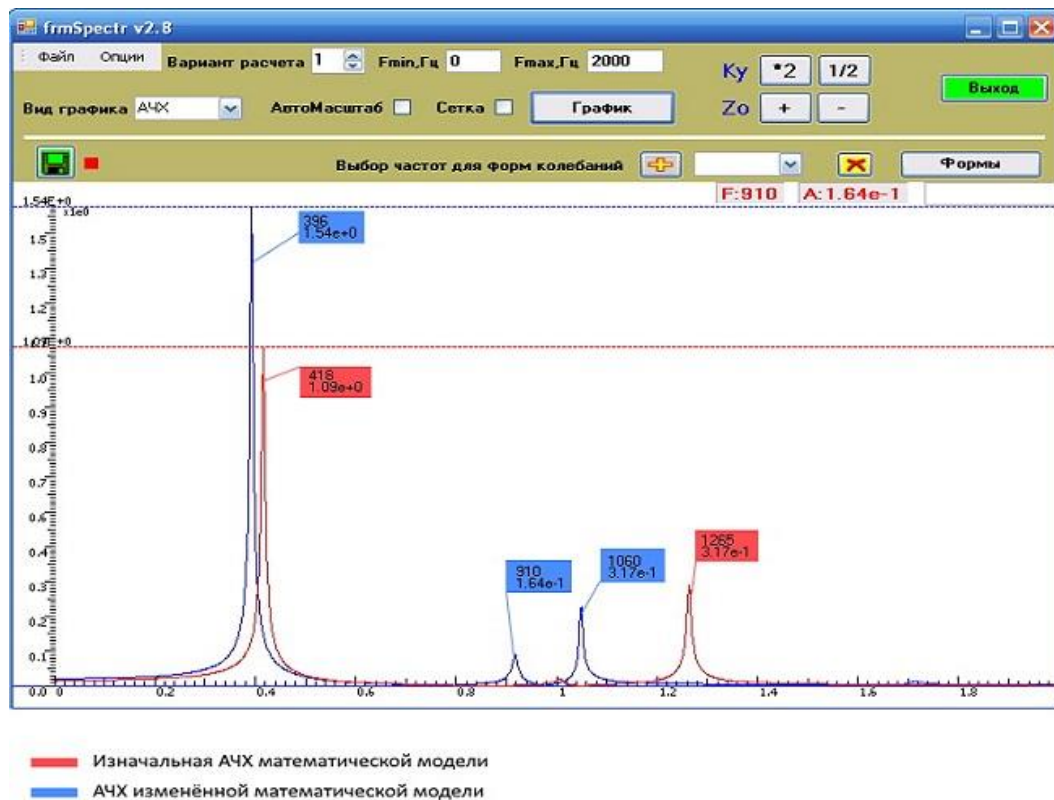


Рис. 5 Расчётные АЧХ шпиндельного узла, смоделированные в программе SpinDyna

Литература

1. Сабиров Ф.С. Импульсный метод оценки динамических характеристик упругих систем станков // «Справочник. Инженерный журнал», № 11, 2009, с. 38-43.
2. Kochinev N.A., Sabirov F.S. Measurement of the dynamic characteristics of machine tools by a pulse loading method. // Measurement Techniques, Springer New York. Vol. 52, No 6, 2009, p. 621-624.
3. Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С., Хомяков В.С. Программный комплекс для моделирования и расчета шпиндельных узлов станков SpinDyna // Св-во государственной регистрации программы для ЭВМ № 2009611613. ОБПБТ № 2 (67), 2009.
4. Хомяков В.С., Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С. Исследование динамических характеристик шпиндельных узлов // Вестник МГТУ «Станкин», 2008, № 4, с. 15-22.
5. Хомяков В.С., Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С. Моделирование и расчет динамических характеристик шпиндельных узлов // "Вестник УГАТУ" Т12, 2(30), 2009, с. 76-82.
6. Хомяков В.С., Кочинев Н.А., Сабиров Ф.С. Экспериментальное и расчетное исследование динамических характеристик шпиндельных узлов // СТИН, № 3, 2009, с. 5-9.
7. Сабиров Ф.С., Шемякин А.А. Оперативная оценка виброустойчивости станков и состояния шпиндельных подшипников // Вестник машиностроения, № 8, 2015, с. 14-16.
8. Козочкин М.П., Сабиров Ф.С., Порватов А.Н., Боган А.Н. Вибрационный контроль технологического оборудования в производстве // Вестник МГТУ "Станкин", №4 (23), 2012, с. 8-14.
9. Козочкин М.П., Сабиров Ф.С., Боган А.Н., Мысливцев К.В. Диагностика подшипников качения при эксплуатации станков на основе анализа вибрационного сигнала // СТИН, № 1, 2013, с. 21-26.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ВИБРОЗАЩИТНОЙ СИСТЕМЫ С
НЕПРЯМЫМ УПРАВЛЕНИЕМ ЖЕСТКОСТЬЮ УПРУГОГО ЗВЕНА.
АНАЛИТИЧЕСКОЕ И ЧИСЛЕННОЕ РЕШЕНИЕ**
*MATHEMATICAL MODEL OF VIBRATION ISOLATION SYSTEM WITH
INDIRECT CONTROL OF THE STIFFNESS OF THE ELASTIC LINK.
ANALYTICAL AND NUMERICAL SOLUTIONS*

Степанов П.Г. – магистрант, **Прокопов Е.Е.** - канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВО «Орловский государственный университет им. И.С. Тургенева»
bill.1970@yandex.ru

Abstract. In the article the questions of modeling and perspectives of the use of the vibroprotective system with indirect control of the stiffness of the elastic link. The analytical and numerical solution of the differential equation of motion of the protected object at the kinematic perturbation is given, the analysis of the dynamic properties of this kind of vibration protection systems is given. The studied vibration protection systems are systems with indirect control. Unlike direct control, indirect control affects the elements of the subsystem, i.e. has an indirect effect on the movement of the protected object through the system parameters. In this regard, under certain operating modes and settings, the system allows to avoid large and unjustified energy management costs. The lack of comprehensive data on the antiresonance and shock-proof properties of vibration protection systems with indirect control of the elastic stiffness determines the importance of the chosen research direction.

Key words: vibration protection system, control, mathematical model, stiffness switching algorithm, resonance peaks, shock absorber.

Аннотация. В статье рассмотрены вопросы моделирования и перспективы применения виброзащитной системы с косвенным управлением жесткостью упругого звена. Приведено аналитическое и численное решение дифференциального уравнения движения защищаемого объекта при кинематическом возмущении, проведен анализ динамических свойств данного вида виброзащитных систем. Исследуемые виброзащитные системы представляют собой системы с косвенным управлением. В отличие от прямого управления, косвенное управление воздействует на элементы подсистемы. В связи с этим при определенных режимах работы и настройках система позволяет избежать больших и неоправданных затрат на энергообеспечение. Отсутствие исчерпывающих данных об антирезонансных и противоударных свойствах виброзащитных систем с косвенным управлением жесткостью упругого звена определяет актуальность выбранного исследования. В этой связи целью исследования является получение амплитудно-частотных характеристик и границ эффективного использования подобных систем.

Ключевые слова: виброзащитная система, управление, математическая модель, алгоритм переключения жесткости, резонансные пики, амортизатор.

Создание виброзащитных устройств с ограниченными массогабаритными и геометрическими характеристиками является сложной технической задачей, решение которой возможно только при комплексном учете характера возмущений и характеристик динамики создаваемых систем. При "пассивном" варианте упругодемпфирующих звеньев виброзащитных систем улучшение их антирезонансных и противоударных свойств достигается только за счет использования управляемых демпферов и упругих звеньев с косвенным управлением их жесткости. При этом процесс управления в виброзащитных системах осуществляется за счет определенного изменения диссипативной или восстанавливающей силы, а сам алгоритм управления, переводящий диссипативную или восстанавливающую силу в разряд компенсационного эффекта, основан на информации о

компонентах состояния системы в амплитудно-фазовой области [1].

Основные особенности работы виброзащитной системы с непрямым управлением жесткостью упругого звена отражают три модели, выбранные в качестве базовых (рисунок 1): БМ-1 – с переключением жесткости несущего упругого звена; БМ-2 – с переключением жесткости дополнительного упругого звена; БМ-3 – с переключением жесткости дополнительного позиционируемого упругого звена.

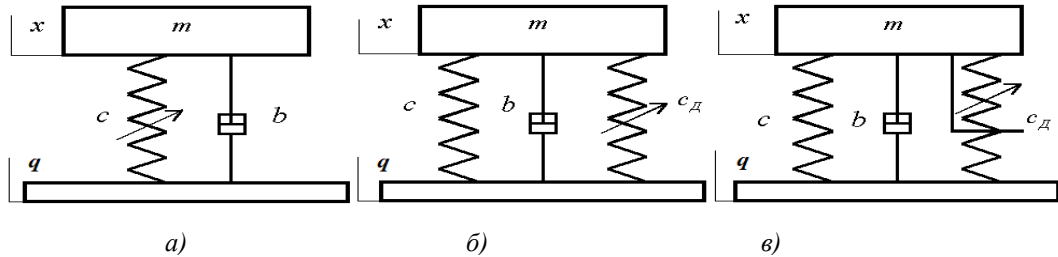


Рис.1. Модели, выбранные в качестве базовых:

а – БМ-1; б – БМ-2; в – БМ-3,

где x – смещение защищаемого объекта; q – кинематическое возмущение; m – масса защищаемого объекта; c – жесткость несущего упругого звена; b – вязкое демпфирование; c_d – жесткость дополнительного упругого звена

Модель БМ-1 описывается нелинейным дифференциальным уравнением:

$$m\ddot{x} + b(\dot{x} - \dot{q}) + c(t)(x - q) = 0 \quad (1)$$

с коэффициентом жесткости

$$c(t) = \begin{cases} c_1 & \text{при } (q-x)(\dot{x} - \dot{q}) < 0 \\ c_2 & \text{при } (q-x)(\dot{x} - \dot{q}) > 0 \end{cases}, \text{ где } c_1 < c_2.$$

Основные расчетные зависимости для анализа динамических свойств модели БМ-1 получены методом гармонического баланса [2]. В расчетах принималось кинематическое возмущение вида $q = q_0 \sin \omega t$, где ω – круговая частота кинематического возмущения.

Результаты расчетов представлены в виде графиков на рисунке 2.

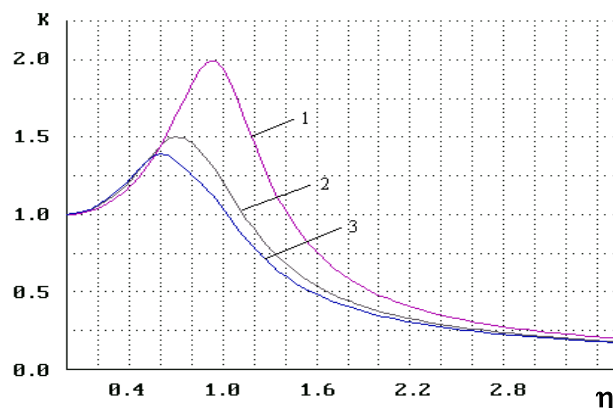


Рис.2. Графики амплитудно-частотных характеристик:

1 – при $\nu=1$; 2 – при $\nu=2$; 3 – при $\nu=3$, где $\nu = c_2/c_1$ – соотношение жесткостей несущего упругого

звена, K – коэффициент динамичности, $\eta = \frac{\omega}{k}$ – коэффициент

растройки частот, $k = \sqrt{\frac{c}{m}}$ – собственная частота

Более полная информация о динамических свойствах БМ-1 получена при моделировании

колебаний защищаемого объекта, на основе уравнения (1) представленного в виде:

$$m\ddot{x} + b(\dot{x} - \dot{q}) + c(x - q) + Q = 0; \quad (2)$$

$$c = \begin{cases} c_1, & \text{при } U_y = U_1 \\ c_2, & \text{при } U_y = U_2 \end{cases} \quad Q = \begin{cases} 0, & \text{при } U_y = U_1 \\ \frac{(v-1)}{v} c_2 w_1, & \text{при } U_y = U_2 \end{cases}$$

Здесь Q – составляющая восстанавливающей силы, реализуемая в процессе блокировки части несущего упругого элемента; $w_1 = x_1 - q_1$ – деформация упругого звена в момент переключения с малой жесткости на большую; U_y – функция управления;

U_1, U_2 – значения функции управления.

Значения функции управления изменяются по алгоритму:

$$U_y = \begin{cases} U_1 & \text{при } \dot{x} \cdot (\dot{x} - \dot{q}) < 0 \\ U_2 & \text{при } \dot{x} \cdot (\dot{x} - \dot{q}) > 0 \end{cases}. \quad (3)$$

Численно решая уравнение (2), получаем циклограмму эффекта прерывистой компенсации, осциллограмму (см. рисунок 3) и амплитудно-частотные характеристики (см. рисунок 4).

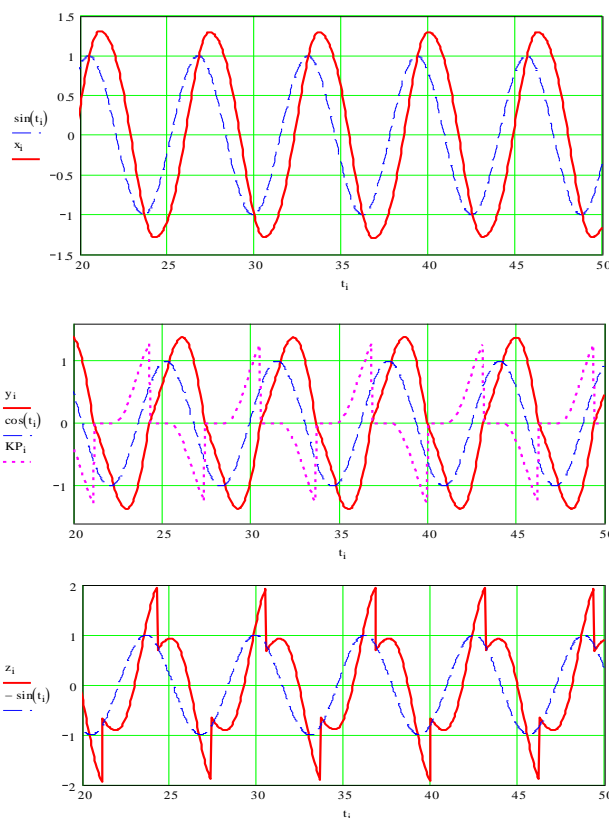


Рис.3. Графики циклограммы прерывистого компенсационного воздействия (KPi) и осциллограммы смещения (x_i), скорости (y_i), ускорения (z_i) объекта в резонансном диапазоне частот. Здесь:

$$KPi = \begin{cases} 0, & \text{при } c = c_1 \\ \frac{(v-1)}{v} c_2 w_i, & \text{при } c = c_2 \end{cases}, \text{ где } w_i = x_i - q_i - \text{текущее значение деформации}$$

Анализ осциллограмм позволяет сделать вывод, что, несмотря на существенно нелинейный характер колебаний, такие параметры, как смещение объекта x и деформация упругого звена w , близки к гармоническим.

Что касается графиков скорости и ускорения объекта, то первый характеризуется наличием плоских участков, образованных за счет переключения жесткости под условие

$\dot{x}=0$, а вторые имеют ярко выраженный нелинейный характер. Кроме того, при устойчивых колебаниях в резонансной зоне абсолютная скорость и относительное перемещение объекта практически совпадают. С этих позиций априорные ситуации вида $\dot{x} \cdot (\dot{x} - \dot{q})$ и $(q-x) \cdot (\dot{x} - \dot{q})$ эквивалентны, а прерывистое изменение компенсационного воздействия всегда направлено против движения объекта.

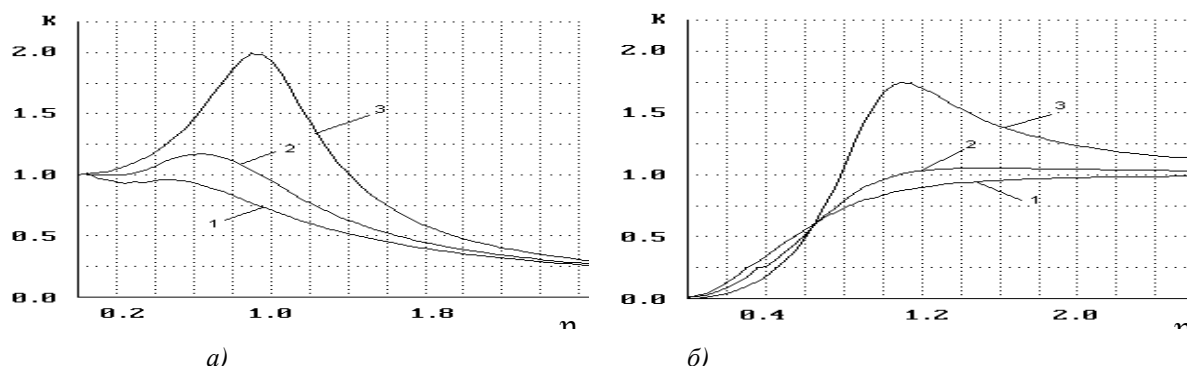


Рис.4. Графики амплитудно-частотных характеристик:
 а – по перемещению; б – по деформации;
 1 – при $\nu = 4$; 2 – при $\nu = 2$; 3 – при $\nu = 1$

При алгоритме (3) резонансные пики также смещаются в область низких частот. Причем, ординаты АЧХ таких систем (рисунок 3, кривые 2 и 3) в резонансной полосе частот по сравнению с аналогичными ординатами АЧХ пассивных систем (рисунок 3, кривая 1) уменьшаются в 1,5...2 раза. Кроме того, с увеличением соотношения жесткостей ν эффективность виброзащиты возрастает. Так, при изменении ν от 2 (кривая 2) до 4 (кривая 3) наблюдается уменьшение ординат АЧХ соответственно: по перемещению – от 1,2 до 0,9; деформации – от 1,0 до 0,85. Следует отметить, что с увеличением соотношения жесткостей значения коэффициентов динамичности в резонансной и зарезонансной области частот практически не изменяется. В связи с этим можно говорить об оптимальной последовательности переключений жесткости, при которой передача динамических нагрузок через упругий элемент исключается. Наиболее просто отслеживать состояние компонентов системы в относительном движении, когда программируемое переключение условий жесткости коррелирует с изменением знака относительного перемещения и относительной скорости. Однако в этом случае, как показывают результаты исследования, достигнутые уровни колебаний защищаемого объекта являются оптимальными или близкими к ним только в высокочастотной области.

Литература

1. Чернышев В. И. Основы теории виброзащитных систем с непрямым импульсным управлением / В. И. Чернышев // Материалы международного научного симпозиума «Механизмы и машины удара, периодического и вибрационного действия». - Орел: ОрелГТУ, 2000. - С. 163-167.
2. Прокопов Е. Е. Анализ динамики изменения жесткости / Е. Е. Прокопов // Известия Юго-Западного государственного университета. Серия техника и технологии. - 2016. - №3 (20). – С. 124-128.

**ТОЧНОСТЬ ТЕОРИИ РЕЛЕЯ В ЗАДАЧЕ О ПОЛУСФЕРИЧЕСКОМ
ВОЛНОВОМ ТВЕРДОТЕЛЬНОМ ГИРОСКОПЕ**
*ACCURACY OF THE RAYLEIGH THEORY IN THE PROBLEM ON A
HEMISPHERIC WAVE SOLID GYROSCOPE*

Удалов П.П. – студент, Лукин А. В. – кандидат ф.-м. наук, ассистент ВШ МПУ,
Попов И.А. - ассистент ВШ МПУ

Санкт-Петербургский Политехнический Университет Петра Великого
pp_udalov@mail.ru , lukin_av@spbstu.ru, popov_ia@spbstu.ru

Abstract. In the analysis of the natural frequencies and vibration modes of elastic bodies, various additional kinematic hypotheses are often used. In the study of vibrations of elastic shells, one of the common hypotheses is the hypothesis of the inextensibility of the middle surface of the shell. This article provides a comparative analysis of the Rayleigh theory and the Ritz variational principle with finite element calculation as an example of the problem of free vibrations of an elastic hemispherical shell related to the design (and balancing) of a VTG.

Key words: Rayleigh, hemisphere, shell, Ritz, WSG, gyroscope, gyroscopy, navigation.

Аннотация. В анализе собственных частот и форм колебаний упругих тел часто применяются различные дополнительные кинематические гипотезы. При исследовании колебаний упругих оболочек одной из распространённых гипотез является гипотеза нерастяжимости срединной поверхности оболочки. В данной статье проводится сравнительный анализ теории Релея и вариационного принципа Ритца с конечно-элементным расчетом примере задачи о свободных колебаниях упругой полусферической оболочки, имеющей отношение к процессу проектирования (и балансировки) ВТГ.

Ключевые слова: Релей, полусфера, оболочка, Ритц, ВТГ, гироскоп, гироскопия, навигация.

Ключевое место в проектировке волнового твердотельного гироскопа занимает выбор адекватной «идеальной» аналитической модели, которая будет являться опорой в дальнейшей работе. По данной тематике написано много книг и статей. Вопрос о моделировании ВТГ как полусферической оболочки рассмотрен в [3]. Процесс получения аналитических выражений в случае несовершенств ВТГ (неравномерное распределение плотности материала) рассмотрен в [1], [5], [4]. Далее проведем анализ и сравнение аналитического построения Релея, конструкционного метода Ритца с методом конечных элементов, реализованным в пакете ANSYS APDL.

На начальном этапе была рассмотрена модель идеального полусферического резонатора, о которой в полной мере написано в [1], [3], [4]. Под идеальным резонатором в данном случае понимается идеальное симметричное тело с постоянными физическими параметрами, характеризующими его.

Частоты свободных колебаний μ [4]:

$$\mu = l_n \frac{h}{2\pi R^2} \sqrt{\frac{E}{3(1+\nu)\rho}} \Gamma_{\text{ц}}, \quad (1)$$

$$l_n = \frac{\sqrt{n^3 - n(2n^2 - 1)}}{2 \int_0^1 \left[\left(\frac{2-x}{x} \right)^n (n-1)^2 + 2x(n+1) - x^2 \right] dx}, \quad (2)$$

где E – модуль Юнга, ν – коэффициент Пуассона, ρ – плотность материала резонатора, h и R – толщина и радиус полусферической оболочки соответственно, n – номер собственной

формы колебаний.

Выражения для компонент вектора перемещения $[u, v, w]$ [1]:

$$u(\theta, \varphi, t) = U(\theta)[p(t) \cos n\varphi + q(t) \sin n\varphi], \quad (3)$$

$$v(\theta, \varphi, t) = V(\theta)[p(t) \sin n\varphi - q(t) \cos n\varphi], \quad (4)$$

$$w(\theta, \varphi, t) = W(\theta)[p(t) \cos n\varphi + q(t) \sin n\varphi], \quad (5)$$

где φ – азимутальный угол; $\varphi \in [0, 2\pi]$, θ – зенитный угол; $\theta \in [0, \frac{\pi}{2}]$.

Функции $U(\theta)$, $V(\theta)$, $W(\theta)$ представляют собой функции Релея, которые можно записать в следующей форме [1]:

$$U(\theta) = V(\theta) = \sin \theta \tan^n \left(\frac{\theta}{2} \right) \quad (6)$$

$$W(\theta) = -(n + \cos \theta) \tan^n \left(\frac{\theta}{2} \right) \quad (7)$$

Далее произведем сравнение аналитической модели Релея и конечно-элементной модели сферы, построенной и рассчитанной в пакете ANSYS APDL. В качестве конечно-элементной модели резонатора была выбрана идеальная сфера с закреплением в центре полусферы, в качестве конечного элемента был выбран элемент shell281. Параметры КЭ модели: количество узлов 10795; кол-во элементов: 11149.

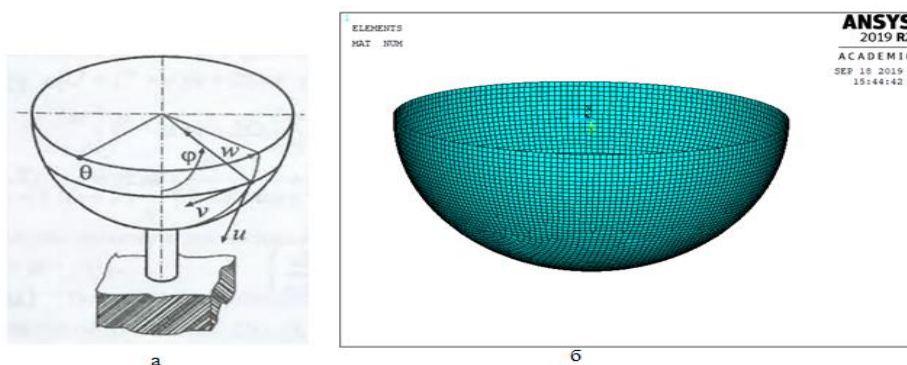


Рис.1. а – геометрическая модель ВТГ, б – расчетная конечно-элементная модель ВТГ

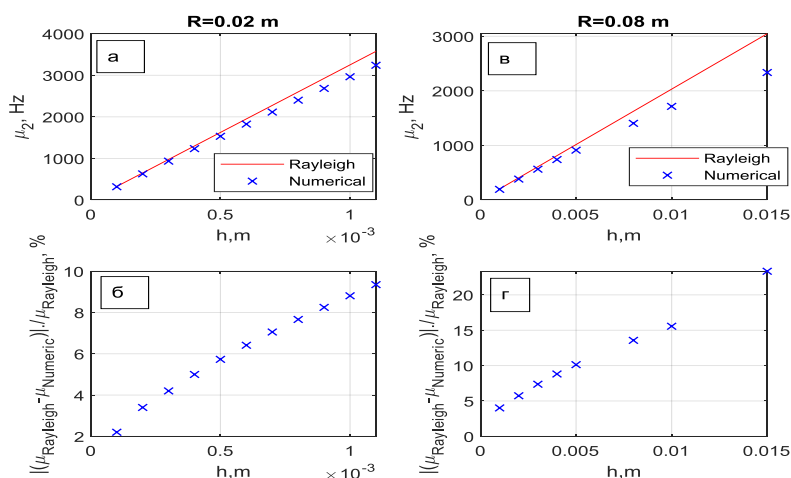


Рис.2. а, в – аналитические значения (красная линия) второй собственной частоты и численные (синие) для диапазона толщин при ($R=2\text{см}, 8\text{см}$). б, г – абсолютные погрешности между аналитическими и численными значениями вторых собственных частот

Для построения приближенной дискретной модели используем вариационный принцип Ритца. Сначала рассмотрим случай идеальной оболочки, используя предположения гипотезы Кирхгофа – Лява [1].

Кинетическая энергия T и потенциальная энергия Π в этом случае будут иметь следующий вид [2],[4],[5]:

$$T = \frac{h\rho R^2}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} (\text{Vel})^2 \sin \theta \, d\theta \, d\varphi, (\text{Vel})^2 = \dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2 \quad (8)$$

Выражения для компонент потенциальной энергии $\Pi_1 + \Pi_2$, где Π_1 – потенциальная энергия деформации растяжений и сдвигов, Π_2 – потенциальная энергия изгиба и кручения имеют вид [2]:

$$\Pi_1 = \frac{EhR^2}{2(1-\nu^2)} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[\frac{1+\nu}{2} (\varepsilon_1 + \varepsilon_2)^2 + \frac{1-\nu}{2} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + 2(1-\nu) \left(\frac{\omega}{2}\right)^2 \right] \sin \theta \, d\theta \, d\varphi \quad (9)$$

где $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ – относительные удлинения координатных линий; ω – характеризует изменение угла между координатными линиями (деформация сдвига)

$$\Pi_2 = \frac{Eh^3R^2}{24(1-\nu^2)} \int_0^{2\pi} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left[\frac{1+\nu}{2} (\kappa_1 + \kappa_2)^2 + \frac{1-\nu}{2} (\kappa_1 - \kappa_2)^2 + 2(1-\nu)\tau^2 \right] \sin \theta \, d\theta \, d\varphi \quad (10)$$

где κ_1, κ_2 показывают изменение главных кривизн средней поверхности при переходе в деформированное состояние (деформация изгиба), τ – деформация кручения средней поверхности.

Далее, следуя методу Ритца, представим компоненты вектора перемещений $[u, v, w]$ через произвольный набор базисных функций при: $\Pi_1=0$ (отсутствием тангенсальных деформаций)

$$[u, v, w] = [q_U T^{(m)} \sin \varphi, q_V^{(m)} T^{(m)} \sin \varphi, q_W^{(m)} T^{(m)} \sin \varphi],$$

где $q_U^{(m)}, q_V^{(m)} = [q_V^{(1)}, q_V^{(2)}, \dots, q_V^{(m)}]$, $q_W^{(m)}$ – наборы произвольных базисных координатных функций, которые должны удовлетворять лишь существенным граничным условиям. В задаче ВТГ данное условие – обнуление базисных функций при $\theta=0$. $T^{(m)} = [T_1, T_2, \dots, T_m]$ – временные функции, соответствующие определенным базисным функциям $q_U^{(m)}, q_V^{(m)}, q_W^{(m)}$. Далее сравним значения, полученные методом Ритца с аналитическими частотами для различных наборов базисных функций:

$$q_U^{(1)} = q_V^{(1)} = \theta, q_U^{(k)} = q_V^{(k)} = q_U^{(k-1)} \frac{\theta^{2k}}{k}, q_W^{(1)} = \theta^2, q_W^{(k)} = q_W^{(k-1)} \theta^{2k}; k = 2: m$$

$$\hat{\mu}(h = 0.005 \text{ м}, R = 8 \text{ см}) = 3051 \text{ Гц}; \hat{\mu}(h = 0.015 \text{ м}, R = 0.08 \text{ м}) = 3800 \text{ Гц при } k = 10,$$

где $\hat{\mu}$ – частота, найденная по методу Ритца.

Из данной работы видно, что использование аналитической теории Релея не всегда даст точные результаты для частот колебаний – с увеличением толщины резонатора

аналитические выражения предсказывают большее значение, чем эксперимент. При использовании метода Ритца с неполной потенциальной энергией мы все равно получим частоты большие, чем аналитические, то есть еще больше удалимся от экспериментальных значений, что является существенным в данной задаче.

Литература

1. Басараб М.А., Кравченко В.Ф., Матвеев В.А. Методы моделирования и цифровая обработка сигналов в гироскопии. — М.: ФИЗМАТЛИТ, 2008. — 248 с.
2. Гольденвейзер А.Л., Теория упругих тонких оболочек. -М.:<<Наука>>,1976.-512с.
3. Дж. В. Стретт (Лорд Релей), Теория звука. Том 1, М.<< Государственное издательство технико-технической литературы>>, 1955.- 500
4. Климов Д. М., Журавлёв В.Ф., Жбанов Ю.К., Кварцевый полусферический резонатор (Волновой твердотельный гироскоп). М.: Изд-во <<Ким Л.А.>> 2017. – 194 с.
5. Шаталов М., Кетце Ш., Джуберт С. В., Динамика неидеального полусферического волнового твердотельного гироскопа, Гироскопия и навигация, 2010, 16-28 с.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОДОЛЬНЫХ УСИЛИЙ В РЕЛЬСЕ
ПО ИЗМЕНЕНИЮ ЕГО СОБСТВЕННЫХ ЧАСТОТ КОЛЕБАНИЙ**
*DEFINITION OF LONGITUDINAL EFFORTS ON THE RAIL TO CHANGE ITS
OWN FREQUENCY FREQUENCIES*

Чунин С.В. – ведущий инженер, **Шабуневич В.И.** – кандидат технических наук, ведущий научный сотрудник, **Акашев М.Г.** – ведущий инженер

Акционерное общество «Научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт подвижного состава» (АО «ВНИКТИ»)

vnikti@ptl-kolomna.ru

Abstract. The article discusses methods for assessing the level of longitudinal stress in a rail formed as a result of temperature elongation along a jointless path. A comparative analysis of the test results in bench and polygon conditions, as well as verification of the mathematical model of the track section, was carried out.

Key words: diagnostics, rail, oscillations, stress.

Аннотация. В статье рассмотрены способы оценки уровня продольного напряжения в рельсе, образующегося в результате температурного удлинения на бесстыковом пути. Проведен сравнительный анализ результатов испытаний в стендовых и полигонных условиях, а также верификация математической модели участка пути.

Ключевые слова: диагностика, рельс, колебания, напряжение.

На железной дороге все более широко применяется бесстыковой путь, имеющий ряд преимуществ перед звеньевым. Однако и он не лишен недостатков. И одной из проблем эксплуатации бесстыкового пути железной дороги является контроль продольного напряжения в рельсе, возникающего от его температурного сезонного удлинения. Эксплуатация такого пути с ошибочно или недостаточно точно полученным значением продольного напряжения может привести к выбросу рельсового пути, авариям и нарушению перевозочного процесса.

В настоящее время устройство, укладка, содержание и ремонт бесстыкового пути определены распоряжением ОАО «РЖД» № 2788р от 29.12.2012. Однако метод контроля напряженного состояния рельса в процессе эксплуатации в нем не оговорен. Случайное изменение напряженного состояния рельса бесстыкового пути может происходить вследствие угона рельса, проведения ремонтных работ, изменения геометрии пути и др. Так, в период с 2010 по 2016 гг. было зафиксировано 22 случая схода подвижного состава из-за выброса пути.

Наиболее эффективным представляется метод определения продольного напряжения рельса по изменению собственных частот колебаний. По сравнению с существующими методами (например, наваркой или врезкой в рельс чувствительных тензометрических элементов) данный метод имеет ряд преимуществ, которые позволяют при использовании распределенных оптических систем производить мониторинг продольных напряжений на всем протяжении рельсового полотна, а также при использовании бесконтактных датчиков производить мониторинг с помощью мобильных систем.

В июле 2017 г. были начаты испытания на бесстыковом участке пути Озерской ветки Московской железной дороги с целью выявления зависимости значений собственных частот колебаний рельса от изменения продольного напряжения в рельсе. Изменение продольного напряжения в рельсе обусловлено изменением температуры рельса в зависимости времени года. Измерение колебаний рельса проводились с использованием вибропреобразователей, установленных на головку рельса в поперечном относительно оси пути направлении. Для определения формы колебаний головки рельса в

поперечном направлении были установлены девять датчиков с шагом 500 мм вдоль рельса.

В результате проведения испытаний на участке бесстыкового пути Озерской ветки была получена зависимость изменения частоты собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении при различных температурах рельса. График изменение частоты первой формы свободных колебаний рельса, выбранной как наиболее простой в идентификации, представлен на рис. 1.

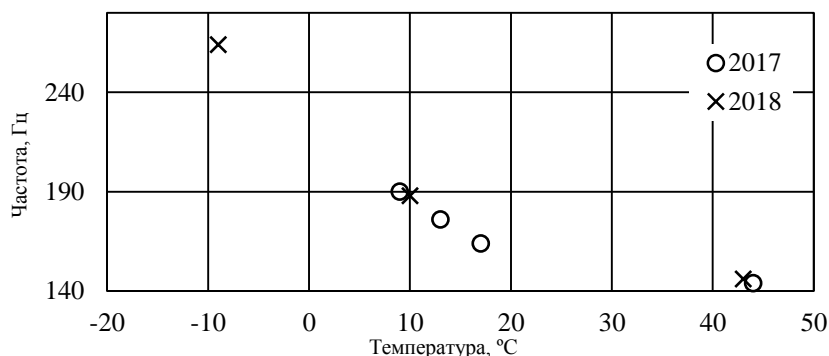


Рис. 1. График изменения значения собственной частоты первой формы колебаний рельса при различных его температурах

Также были проведены испытания с целью сравнения показаний собственных частот колебаний, измеренных с использованием шумомера и вибропреобразователя.

Была подтверждена возможность регистрации частот собственных колебаний рельса с помощью шумомера, что подтверждает возможность применения оптических распределенных (оптоволоконных) систем для их определения. На рис. 2 представлены спектры собственных частот колебаний рельса в поперечном направлении, измеренных с помощью пьезовибропреобразователя и шумомера.

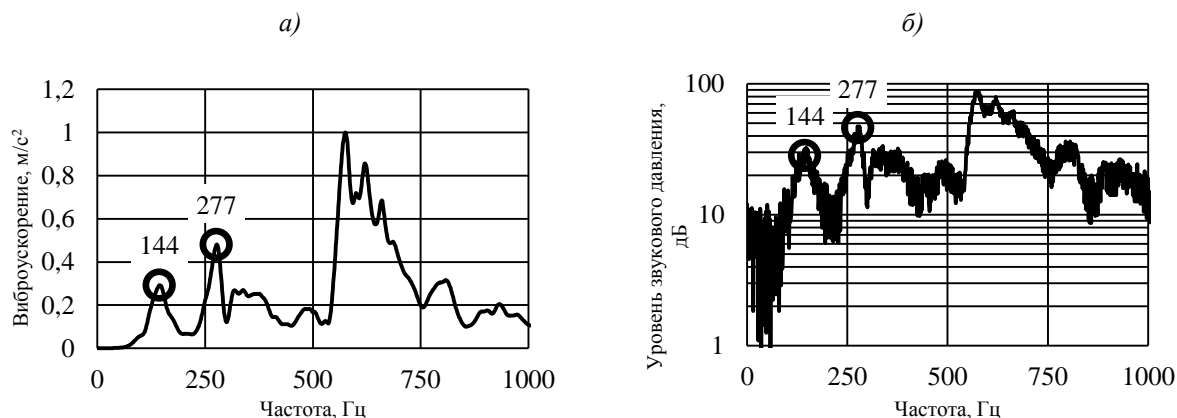


Рис. 2. Спектры собственных частот колебаний рельса в поперечном направлении, измеренных с помощью: а) пьезовибропреобразователя, б) шумомера

Измерения собственных частот колебаний рельса проводились в разных участках испытательного полигона. В результате было выявлено, что частота первой формы собственных колебаний рельса при его одной и той же температуре не изменяется в зависимости от места проведения измерения вдоль рельса. Диапазон значений частот первой формы собственных колебаний рельса, измеренных на различных участках Озерской ветки (стыковой путь, кривая и т. д.) при одной и той же температуре, составил от 100 до 350 Гц.

В мае 2018 г. начались испытания на стенде с целью выявления зависимости

изменения собственных частот колебаний рельса от продольного напряжения в нем. Стенд представляет собой часть рельсошпальной решетки и позволяет создавать усилия растяжения и сжатия в рельсах до 25 тс, а также проводить измерение:

- распределения напряжений вдоль рельсов;
- колебаний рельсов;
- деформации рельсов (изгиб шейки рельса).

Был произведен сравнительный анализ результатов испытаний, полученных на бесстыковом участке Озерский ветки, в стендовых условиях и с помощью модального анализа конечно-элементной модели участка пути. На рис. 3–5 представлены первые две формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении для соответствующих объектов испытаний. Значения их частот представлены в таблице 1.

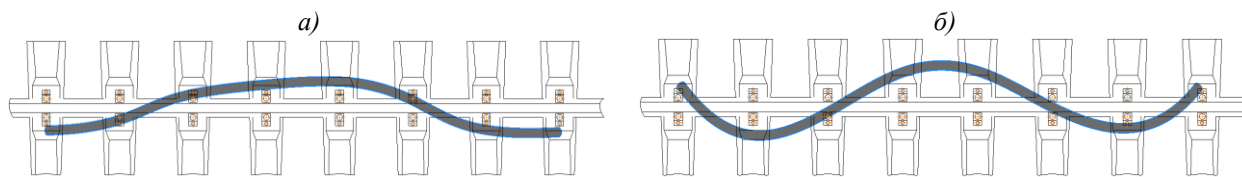


Рис. 3. Формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении, полученные измерениями на экспериментальном участке железнодорожного пути: а) первая, б) вторая

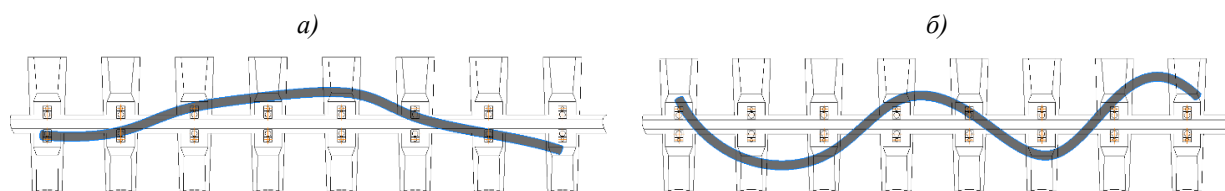


Рис. 4. Формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении, полученных при стендовых испытаниях: а) первая, б) вторая

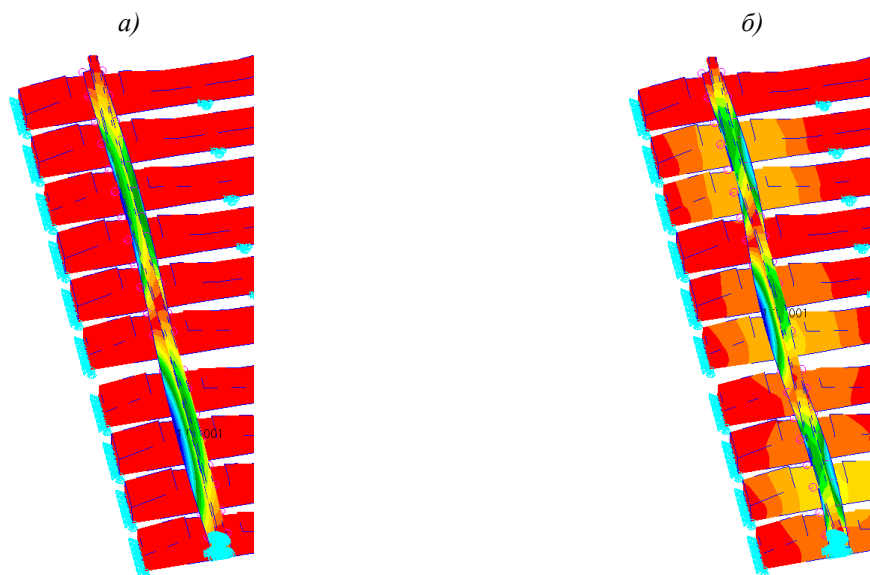


Рис. 5. Формы собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении, полученных компьютерным конечно-элементным моделированием участка пути: а) первая, б) вторая

Табл. 1. Частоты собственных колебаний головки рельса в поперечном направлении, полученные различными методами

Метод испытаний	Частота колебаний, Гц	
	1-я форма	2-я форма
На железнодорожном пути	144	270
Стендовые испытания	145	180
Численные эксперимент	152	248

Также была получена зависимость изменения частоты первой формы собственных колебаний рельса в поперечном направлении от продольного усилия растяжения рельса на стенде (рис. 6).

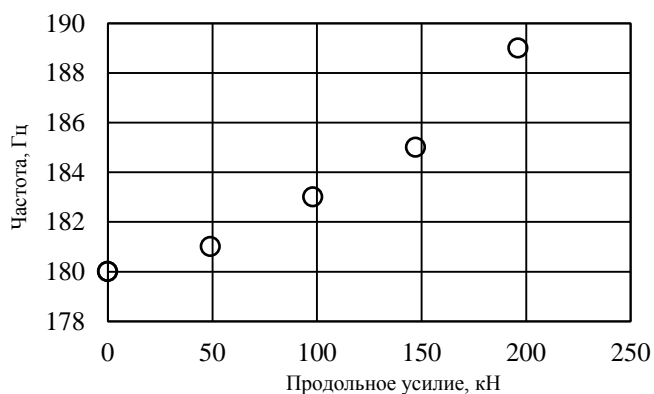


Рис. 6. Зависимость изменения частоты первой формы собственных колебаний рельса в поперечном направлении от продольного усилия растяжения

Сопоставляя результаты, полученные экспериментальным и расчетными способами, можно сделать следующие выводы:

1. Выбранные формы колебаний модели рельса подобны аналогичным формам реального рельса.

2. Разница значений частот колебаний соответствующих форм для модели и реального рельса при испытаниях составили:

- на стенде – 5 и 27 %;
- на железнодорожном пути – 5 и 12 %.

3. Используя полученную для модели рельса зависимость значения собственных частот для выбранных форм колебаний реального рельса и температуру рельса, можно определить фактическую температуру закрепления рельса. Это, в свою очередь, может способствовать повышению безопасности движения за счет своевременного обнаружения превышения допустимой температуры закрепления рельса.

4. Результаты проведенных работ подтверждают возможность и эффективность применения метода определения продольного напряжения в рельсе по изменению собственных частот колебаний.

Литература

1. Виногоров Н.П. Определение напряженного состояния плетей / Виногоров Н.П., Савин А.В. // Путь и путевое хозяйство. – 2001. – № 4. – С. 16–20.
2. Киш А. Измерение продольных сил в рельсовых плетях / Киш А., Дж. Самаведам // Железные дороги мира. – 1989. – №5. – С. 58–62.
3. Ленгструм Л.В. Анализ устойчивости по методу конечных элементов // Железные дороги мира. – 1989. – № 6. – С. 64–65.
4. Морозов С.И. О диагностике устойчивости бесстыкового пути // Вестник ВНИИЖТ. – 1986. – № 6. – С. 51–54.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ СИСТЕМЫ С КУСОЧНО-ЛИНЕЙНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКОЙ УПРУГИХ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИ ВОЗБУЖДЕНИИ САМОСИНХРОНИЗИРУЮЩИМИСЯ ДЕБАЛАНСНЫМИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЯМИ¹
SIMULATING OSCILLATIONS OF THE SYSTEM WITH PIECE-WISE-LINEAR CHARACTERISTICS OF ELASTIC ELEMENTS EXCITED BY SELF-SYNCHRONIZING UNBALANCE VIBRATION EXCITERS

Шохин А.Е. – к.т.н., с.н.с., **Крестниковский К.В.** - аспирант
Институт Машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия
shohinsn@mail.ru

Abstract. The paper considers oscillations of a system of three solids with piecewise linear characteristics of the elastic element between the bodies on which unbalanced vibration exciters of limited power are installed. The modes of oscillations of the system near the second resonant frequency are analyzed. It is shown that taking into account intermittent interaction leads to a significant change in the dynamic characteristics of the system.

Key words: unbalance vibration exciter, self-synchronization, piece-wise linear characteristic, vibromachine.

Аннотация. В работе рассмотрены колебания системы из трех твердых тел с кусочно-линейными характеристиками упругого элемента между телами, на которых установлены дебалансные вибровозбудители ограниченной мощности. Проанализированы режимы колебаний системы вблизи второй резонансной частоты. Показано, что учет прерывистого взаимодействия приводит к существенному изменению динамических характеристик системы.

Ключевые слова: дебалансный вибровозбудитель, самосинхронизация, кусочно-линейная характеристика, вибромашина.

Введение

При разработке вибрационных машин с самосинхронизирующимися дебалансными возбудителями колебаний особое значение имеют вопросы учета взаимодействия рабочих органов машин с обрабатываемым материалом и его влияния на динамику вибромашин [1]. В инженерной практике с целью назначения рабочих режимов обычно ограничиваются моделями, в которых это взаимодействие учитывается в виде сил эквивалентного вязкого трения [1, 2]. При этом предполагается, что колебания возбуждаются вдали от резонансных частот. Однако силы взаимодействия рабочих органов машины с обрабатываемой средой могут иметь существенно нелинейный характер и могут оказывать значительное влияние на динамические свойства машины. В конечном итоге это может являться причиной нарушения требуемой синхронизации вибровозбудителей и соответственно требуемого режима колебаний машины.

Для выявления возможного влияния свойств обрабатываемой среды на динамические свойства вибромашин в настоящей работе рассматриваются колебания системы из трех твердых тел с кусочно-линейными характеристиками упругости и вязкости элемента между телами, на которых установлены дебалансные вибровозбудители ограниченной мощности. Предполагается, что колебания вибромашин могут совершаться с отрывом обрабатываемой среды от ее рабочих органов. Выбранная динамическая схема может, например, применяться при исследовании динамики вибрационных щековых дробилок.

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, проект №18-08-01491_а

Математическая модель и методы моделирования

На рис. 1 представлена расчетная схема модели вибромашины с поступательными колебаниями ее элементов. Модель состоит из жесткой рамы, моделируемой твердым телом массой m_1 , и двух рабочих органов, моделируемых твердыми телами с одинаковой массой m . Рама закреплена на неподвижном основании с помощью линейной пружины с коэффициентами жесткости и вязкости соответственно c_1 и b_1 . Левый и правый рабочие органы упруго закреплены на раме с помощью одинаковых линейных пружин с коэффициентами жесткости и вязкости соответственно c и b . Перемещения каждого из тел описываются перемещениями x_1, x_2, x_3 их центров масс вдоль горизонтальной оси Ox относительно положений равновесия. Взаимодействие с обрабатываемой средой моделируется линейной пружиной с коэффициентами жесткости c_2 и вязкости b_2 , закрепленной на правом рабочем органе и установленной с зазором Δ относительно левого рабочего органа. Таким образом, взаимодействие рабочих органов вибромашины с обрабатываемой средой описывается кусочно-линейной функцией вида:

$$\Phi^* = \begin{cases} 0, & \text{при } x_2 - x_3 - \Delta \leq 0, \\ c_2(x_2 - x_3 - \Delta) + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3), & \text{при } x_2 - x_3 - \Delta > 0. \end{cases} \quad (1)$$

Колебания системы возбуждаются двумя одинаковыми дебалансными вибровозбудителями с массой дисбаланса m_e и эксцентриситетом r , жестко закрепленных на рабочих органах. Вращение каждого из дебалансов осуществляется асинхронным электродвигателем, с приведенным к валу моментом инерции J_0 . Крутящий момент L каждого двигателя описывается его статической характеристикой [3]. Трение в опорах валов дебалансов учитывается в виде моментов R сил сухого трения (на Рис. 1 не показаны). Положения дисбалансов описываются углами поворота φ_j ($j=1,2$ – номер дебаланса), отсчитываемыми от отрицательного направления оси Ox .

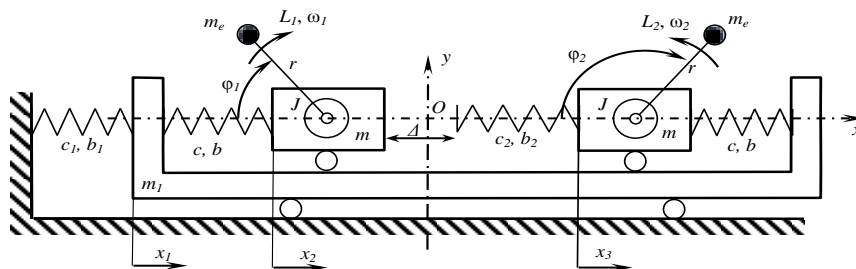


Рис. 1. Расчетная схема

Уравнения движения системы имеют вид:

$$\begin{cases} M\ddot{X} + CX = -B\dot{X} + \Phi + P, \\ J\ddot{\varphi}_1 = L_1(\dot{\varphi}_1) - R_1(\varphi_1) + m_e r \ddot{x}_2 \sin\varphi_1, \\ J\ddot{\varphi}_2 = L_2(\dot{\varphi}_2) - R_2(\varphi_2) + m_e r \ddot{x}_3 \sin\varphi_2, \end{cases} \quad (2)$$

где:

$$M = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} c_1 + 2c & -c & -c \\ -c & c & 0 \\ -c & 0 & c \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} b_1 + 2b & -b & -b \\ -b & b & 0 \\ -b & 0 & b \end{bmatrix}, X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix},$$

$$\Phi = \begin{bmatrix} 0 \\ -\Phi^* \\ \Phi^* \end{bmatrix}, P = \begin{bmatrix} 0 \\ m_e r (\ddot{\varphi}_1 \sin\varphi_1 + \dot{\varphi}_1^2 \cos\varphi_1) \\ m_e r (\ddot{\varphi}_2 \sin\varphi_2 + \dot{\varphi}_2^2 \cos\varphi_2) \end{bmatrix},$$

где $m_2 = m + m_e$, $J = J_0 + m_e r^2$. Представленная система уравнений позволяет провести анализ режимов движения вибромашины с учетом возможного отрыва обрабатываемой среды от ее рабочих органов.

Рассмотрим задачу о простой самосинхронизации вибровозбудителей в случае возбуждения колебаний вблизи второго резонанса. Решение задачи получим методом усреднения [4].

Производя замену переменных $x_j = \sum_{i=1}^3 u_{ij} q_i$, где u_{ij} – элементы матрицы U , составленной из собственных векторов для порождающей системы (2), получим систему уравнений движения относительно главных координат q_i :

$$\begin{cases} M^* \ddot{Q} + C^* \dot{Q} = -B^* \dot{Q} + U^T \Phi(Q) + U^T P \\ J \dot{\varphi}_1 = L_1(\dot{\varphi}_1) - R_1(\dot{\varphi}_1) + m_e r (\sum_{i=1}^3 i_2 \ddot{q}_i) \sin \varphi_1, \\ J \dot{\varphi}_2 = L_2(\dot{\varphi}_2) - R_2(\dot{\varphi}_2) + m_e r (\sum_{i=1}^3 i_3 \ddot{q}_i) \sin \varphi_2 \end{cases} \quad (3)$$

где $M^* = U^T M U$, $B^* = U^T B U$, $C^* = U^T C U$, $Q = [q_1 \quad q_2 \quad q_3]^T$.

Вблизи второго резонанса можно принять $q_1 = q_3 = 0$. Тогда, следуя методу усреднения и вводя малый параметр ε , исследуемая система уравнений (3) примет вид:

$$\begin{cases} \ddot{q}_2 + p_2^2 q_2 = \varepsilon [-b_{22}^* \dot{q}_2 + (u_{23} - i_{22}) \Phi^*(q_2, \dot{q}_2) + i_{22} P_2 + i_{23} P_3] / m_{22}^* \\ \dot{\varphi}_1 = \varepsilon [L_1(\dot{\varphi}_1) - R_1(\dot{\varphi}_1) + m_e r u_{22} \ddot{q}_2 \sin \varphi_1] / J \\ \dot{\varphi}_2 = \varepsilon [L_2(\dot{\varphi}_2) - R_2(\dot{\varphi}_2) + m_e r u_{23} \ddot{q}_2 \sin \varphi_2] / J \end{cases} \quad (4)$$

Будем искать решения системы (4), соответствующие периодическим режимам колебаний системы близким к гармоническим с одним контактным взаимодействием рабочих органов за период, при которых вибровозбудители вращаются практически равномерно с одинаковой угловой скоростью ω . Порождающая система уравнений (4) допускает решения в виде: $\varphi_j = \sigma_j(\omega t + \alpha_j)$ и $q_2 = q \cos(\omega t + \psi)$, где $\sigma_j = 1$ при вращении дебаланса в положительном направлении измерения угла φ и $\sigma_j = -1$ при вращении в обратном направлении. Введем замены переменных: $\dot{q}_2 = -q p_2 \sin(\omega t + \psi)$, $\varphi = \frac{1}{2}(\sigma_1 \varphi_1 + \sigma_2 \varphi_2)$, $\gamma = \frac{1}{2}(\sigma_1 \varphi_1 - \sigma_2 \varphi_2)$, $\dot{\varphi} = \omega$, $\dot{\gamma} = v$. После подстановки этих выражений в (4) с учетом $u_{22} = -i_{23} = u$, и усреднения в первом приближении получим систему из пяти взаимосвязанных уравнений:

$$\begin{cases} \dot{q} = -\frac{1}{p_2 m_{22}^*} \left[\frac{b_{22}^*}{2} q p_2 + \Phi^{**} - \frac{1}{2} m_e r ((\omega + v)^2 \sin(\alpha_1 - \psi) + (\omega - v)^2 \sin(-(\alpha_2 - \psi))) \right] \\ \dot{\psi} = p_2 - \omega - \frac{1}{q p_2 m_{22}^*} \left[\Phi^{***} + \frac{1}{2} m_e r ((\omega + v)^2 \cos(\alpha_1 - \psi) - (\omega - v)^2 \cos(-(\alpha_2 - \psi))) \right] \\ \dot{\omega} = \frac{1}{2} [L_1 + L_2 - R_1 - R_2 - \frac{1}{2} m_e r u p_2 \omega q (\sin(\alpha_1 - \psi) + \sin(-(\alpha_2 - \psi)))] / J \\ \dot{v} = \frac{1}{2} [L_1 - L_2 - R_1 + R_2 - \frac{1}{2} m_e r u p_2 \omega q (\sin(\alpha_1 - \psi) - \sin(-(\alpha_2 - \psi)))] / J \\ \dot{\gamma} = v \end{cases} \quad (5)$$

где

$$\begin{cases} \Phi^{**} = \begin{cases} 0, & \text{при } q \leq \Delta/2u, \\ \frac{2b_2 u^2 q p_2}{\pi} (\psi_* - \frac{1}{2} \sin(2\psi_*)), & \text{при } q > \Delta/2u, \end{cases} \quad \psi_* = \arccos(\Delta/2uq), \\ \Phi^{***} = \begin{cases} 0, & \text{при } q \leq \Delta/2u, \\ -\frac{2c_2 u}{\pi} (uq(\psi_* + \frac{1}{2} \sin(2\psi_*)) - \Delta \sin(\psi_*)), & \text{при } q > \Delta/2u. \end{cases} \end{cases} \quad (6)$$

Уравнения (5) позволяют исследовать стационарные резонансные режимы колебаний рассматриваемой системы. Рассмотрим, например, колебания системы при одинаковых характеристиках движущих моментов электродвигателей и моментов сопротивления вращению дебалансов, равных соответственно $L(\omega)$ и $R(\omega)$ и выбрав начало отсчета времени так, что $\alpha_1 = 0$. Тогда четвертое уравнение системы (5) имеет вид $-\frac{1}{2} m_e r u p_2 \omega q (\sin(-\psi) + \sin(-(\alpha_2 - \psi))) = 0$. Решение этого уравнения определяет два возможных режима вращения дебалансов с взаимной фазой $\alpha_2 - \alpha_1 = \alpha_2 = 2\psi$ и $\alpha_2 = \pi$.

Значению $\alpha_2 = \pi$ соответствует противофазное вращение дебалансов. При этом зависимости амплитуды и фазы колебаний от частоты имеют вид:

$$q = \frac{u m_e r \omega^2}{p_2^2 \sqrt{((1 - \frac{\omega}{p_2}) m_{22}^* + \frac{2c_2 u^2}{\pi p_2^2} G)^2 + (\frac{1}{2} \frac{b_{22}^*}{p_2} + \frac{2b_2 u^2}{\pi p_2} G)^2}}, \quad \sin(\psi) = \frac{-\frac{1}{2} \frac{b_{22}^*}{p_2} + \frac{2b_2 u^2}{\pi p_2} G}{\sqrt{((1 - \frac{\omega}{p_2}) m_{22}^* + \frac{2c_2 u^2}{\pi p_2^2} G)^2 + (\frac{1}{2} \frac{b_{22}^*}{p_2} + \frac{2b_2 u^2}{\pi p_2} G)^2}}$$

где $G = \arccos\left(\frac{\Delta}{2uq}\right) - \frac{\Delta\sqrt{(2uq)^2 - \Delta^2}}{(2uq)^2}$. При найденном выражении для q частота вращения дебалансов определится из нелинейного уравнения $2(L(\omega) - R(\omega))\omega - (\frac{1}{2}b_{22}^* + b_2^2)p_2^2q^2 = 0$.

На рис. 2 представлены зависимости амплитуды колебаний q от частоты ω для различных значений зазора Δ , при $um_e r/m = 0.05$, $b/2mp_2 = 0.03$, $c_2/c = 2$, $b_2/b = 10$. Видно, что изменение Δ приводит к существенному искажению частотных характеристик системы в области частот вблизи второго резонанса. При одной и той же частоте возбуждения колебаний уменьшение зазора приводит к уменьшению амплитуд колебаний.

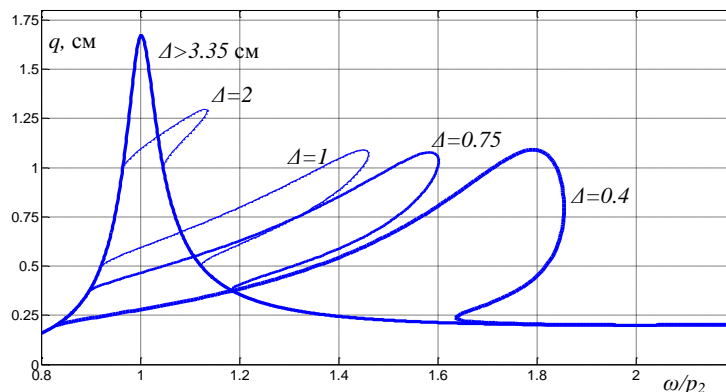


Рис. 2. Амплитуда колебаний q от частоты ω

Значению $\alpha_2 = 2\psi$ соответствует единственно возможный режим колебаний с частотой $\omega_* = p_2 + (c_2u^2/p_2m_{22}^*)G$, соответствующий резонансным колебаниям системы. Отметим, что выражение (7) представляет собой уравнение для определения собственной частоты колебаний системы в зависимости от величины Δ и амплитуды колебаний q . При этом q и ψ

$$\text{определяются выражениями } q^2 = \frac{2(L(\omega_*) - R(\omega_*))(p_2 + \frac{c_2u^2}{p_2m_{22}^*}G)}{(\frac{1}{2}b_{22}^* + b_2u^2)p_2^2}, \sin(\psi) = \frac{L(\omega_*) - R(\omega_*)}{-\frac{1}{2}um_e r p_2 \omega_* q}.$$

Заключение

Представленная математическая модель вибромашины в виде трех-массовой колебательной системы с самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями и нелинейным упруго-вязким элементом между ее рабочими органами позволяет учесть прерывистый характер взаимодействия рабочих органов с обрабатываемым материалом, и проанализировать его влияние на синхронные режимы колебаний машины. Показано, что учет прерывистого взаимодействия приводит к существенному изменению динамических характеристик системы. Представленная модель может быть использована, например, для анализа динамики вибрационных щековых дробилок.

Литература

1. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под. ред. Е.Е. Лавенделиса. Машиностроение, Москва, 1981.
2. Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения. Санкт-Петербург, изд. ВСЕГЕИ, 2004
3. Коловский М.З. Динамика машин. Л. Машиностроение, 1989.
4. Боголюбов Н.Н., Митропольский Ю.А. Асимптотические методы в теории нелинейных колебаний. М.: Наука, 1974.

Секция № 5.
БИОМЕХАНИКА

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЖЕВАТЕЛЬНОЙ НАГРУЗКИ НА БАЗИС СЪЕМНОГО ПРОТЕЗА ПРИ ПОЛНОМ ОТСУТСТВИИ ЗУБОВ¹

MATHEMATICAL MODELING OF CHEWING LOAD ON THE BASIS OF REMOVABLE PROSTHESIS WITH THE COMPLETE ABSENCE OF TEETH

Аругюнов¹ С.Д. – доктор медицинских наук, заведующий кафедрой,

Никитин² И.С. – доктор физико-математических наук, директор,

Грачев¹ Д.И. – кандидат медицинских наук, доцент, Никитин² А.Д. – кандидат технических наук, старший научный сотрудник

¹Московский государственный медико-стоматологический университет
им. А.И. Евдокимова

²Институт Автоматизации Проектирования Российской Академии Наук
nikitin_alex@bk.ru

Abstract. The paper considers the problem of denture basis destruction under the chewing loads. A three-dimensional problem with inhomogeneous boundary conditions is considered. The interaction between prosthesis and mucous membrane is defined as an elastic problem with inhomogeneous distribution of compliance. The chewing load is divided in four stages: first is the biting off process (maximum loads are on the incisors), second is tearing of the food (loads are on the incisors), third is the subsequent chewing (loads are on the premolars and molars). The extreme load case is applying the force of 100 N was studied. The torus geometry influence on the prosthesis base stress state is studied. It is shown that stress intensity is strongly depends on the severity of the torus. It was found that a 5 mm variation lead to differences in stress intensities about 30%, that is quite high deviation. The significant notch effect on the process of fatigue crack initiation is also shown.

Key words: removable denture base, mathematical modeling, crack, strength, fracture, fatigue, stress concentration.

Аннотация. В работе рассматривается проблема разрушения базиса пластиночного протеза под действием жевательной нагрузки. Рассмотрена 3-х мерная постановка задачи с неоднородными граничными условиями. Взаимодействие протеза со слизистой оболочкой протезного ложа задано как упругое основание с неравномерным распределением податливости. Жевательная нагрузка смоделирована поэтапно: от момента откусывания (максимальная нагрузка на резцы), разрыва пищи (нагрузка на резцы) до последующего пережевывания (нагрузка на премоляры и моляры). Был рассмотрен предельный случай максимальной нагрузки с усилием в 100 Н. Проведен анализ влияния высоты торуса на НДС базиса протеза. Показано, что интенсивность напряжений в значительной степени зависит от выраженности торуса. При вариации с отклонением в 5 мм было показано, что различия в интенсивностях может достигать 30 %, что для циклического режима нагружения является критическим. Так же показано значительное влияние выреза под уздечку на процесс зарождения усталостной трещины.

Ключевые слова: базис съемного пластиночного протеза, математическое моделирование, трещина, прочность, разрушение, усталость, концентрация напряжений.

Введение

В современной медицинской практике нередко встречаются сложные клинические случаи, при работе с которыми, общепринятые методы принятия врачом решения не всегда приводят к наилучшему результату. В последние годы наряду с традиционными методами активно развиваются методы математического моделирования в биомедицине.

¹ Работа выполнена в рамках государственного задания ИАП РАН

Оценка напряженно - деформированного состояния (НДС) конструкций зубных протезов позволяет врачу-стоматологу подобрать оптимальное персонализированное решение для конкретного пациента и прогнозировать эффективность и долговременность стоматологического ортопедического лечения [1-3] пациентам, потерявшим все зубы. В подобных ситуациях возникает необходимость создание сложной инженерной конструкции - пластиночного протеза, Рис.1-а. Разработка геометрии и правильная постановка искусственных зубных рядов является непростой биомеханической задачей с высокой ответственностью. Неверный выбор геометрии или ошибки на любом этапе технологического процесса изготовления протеза могут приводить к его досрочному выходу из строя ортопедической конструкции, Рис. 1-б.



Рис.1. (а) пластиночный протез при полном отсутствии зубов, (б) пример разрушения протеза в процессе эксплуатации

Зачастую перед врачом – стоматологом стоит задача по учету индивидуальных особенностей строения челюстей пациента. К таким особенностям может относиться неравномерность податливости слизистой оболочки, выстилающей челюсти. В частности, у разных людей в разной степени выражен торус – это место сопряжения левой и правой кости, соединенных швом, идущим посередине твердого неба верхней челюсти. В области торуса слизистая оболочка является наиболее тонкой, что значительно снижает ее податливость. Таким образом, съемный пластиночный протез, установленный при выраженном и невыраженном торусе, будет подвергаться различным механическим нагрузкам при пережевывании пищи. При этом, если врач будет иметь представления о влиянии высоты торуса на НДС базиса протеза, то он сможет принять обоснованное решение при его конструировании и направлении пациента на хирургическую операцию по уменьшению объема торуса [1]. Важным в этой ситуации является оценить минимальное операционное воздействие с целью достижения оптимального результата.

В настоящей работе рассматривается математическое моделирование процесса пережевывания пищи и определение НДС в базисе съемного протеза при полном отсутствии зубов. Оценивается влияние геометрии торуса на НДС базиса.

Математическое моделирование базиса съемного протеза

В настоящей работе рассматриваются модельные представления о поведении базиса съемного пластиночного протеза при продвижении пищи от области расположения резцов к молярам. Предполагается, что полимерный материал базиса конструкции является однородным и изотропным, а сама пластина протеза имеет постоянную толщину. В качестве граничных условий выбираются следующие: на поверхности контакта базиса со слизистой оболочкой протезного ложа задается условия упругого основания. При этом, предполагается, что распределение податливости не однородно и имеет ярко выраженную особенность в области торуса, Рис. 2.

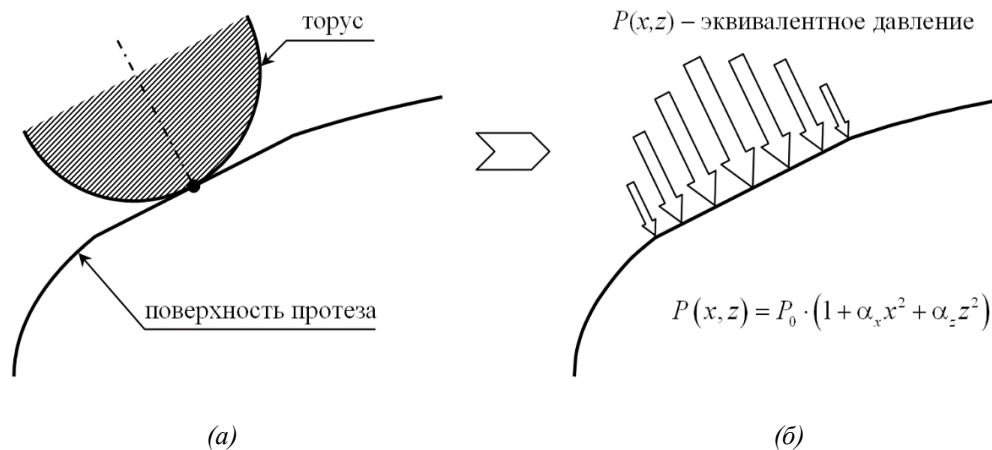


Рис.2: (а) схематичное изображение области контакта протеза с торусом (б) распределение давления при контакте

Базис протеза последовательно загружается нагрузкой имитирующей давление, возникающей при пережевывании пищи. Предполагается, что рабочий диапазон усилий при пережевывании варьируется от 50 до 100 Н. В качестве оценки расчеты приведены для наибольшей допустимой нагрузки. Задача решается в трехмерной постановке, Рис.3.

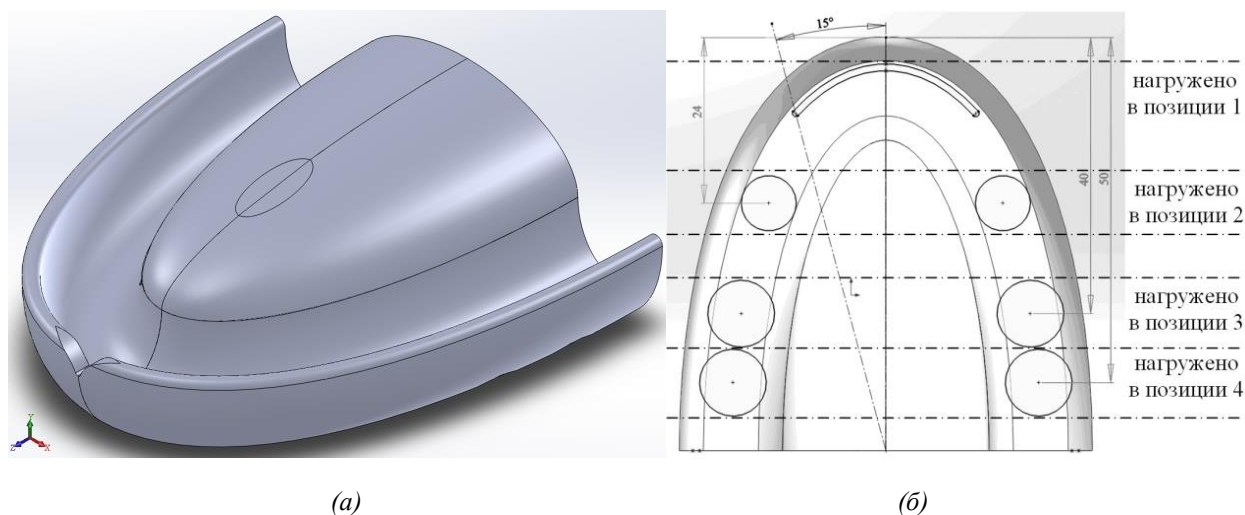


Рис.3: (а) трехмерна модель базиса с отмеченной областью контакта с торусом и (б) места приложения нагрузок, имитирующих жевательные

На Рис. 3-а отчетливо видна овальная область контакта базиса протеза с торусом, в пределах которого распределено эквивалентное давление. На внутренней, обращенной к слизистой оболочке, стороне последовательно приложены нагрузки, соответствующие откусыванию пищи (позиция 1), разрыванию на куски (позиция 2), пережевыванию на премолярах и молярах (положения 3 и 4). Согласно данным медицинской практики, разрушения подобных конструкций, как правило, локализовано в передней части протеза, Рис.1-б, поэтому особое внимание при анализе НДС уделено интенсивности напряжений, формируемых в вырезе базиса протеза под уздечку.

Результаты

Результаты численного моделирования НДС базиса съемного пластиночного протеза представлены в сводной таблице 1. В первом столбце дается величина высоты торуса, далее по столбцам приведены расчеты для различных положений приложения нагрузки от положения 1 до положения 4.

Таблица 1: Сводная таблица результатов численного моделирования НДС базиса протеза

h, мм	Максимальное значение интенсивности напряжений при изменении высоты свода							
	Нагрузка							
	резцы		клык		премоляр		моляр	
	общее	вырез	общее	вырез	общее	вырез	общее	вырез
19	48.155	3.010	48.247	13.488	48.368	14.696	48.422	14.450
20	44.885	2.905	45.001	13.268	45.163	14.346	45.341	14.132
21	43.065	2.944	42.952	13.282	42.889	14.265	42.993	13.993
22	40.438	2.836	40.518	13.078	40.586	13.919	40.613	13.689
23	38.683	2.742	38.761	12.845	38.874	13.654	39.138	13.370
24	37.088	2.664	36.852	12.668	37.000	13.387	36.984	13.126
25	35.911	2.631	35.781	12.490	35.848	13.172	35.908	12.786
26	34.684	2.526	34.575	12.236	34.568	12.898	34.694	12.528
27	33.332	2.460	33.296	12.084	33.218	12.672	33.371	12.248
28	32.621	2.420	32.331	11.867	32.492	12.423	32.471	11.970
29	32.039	2.414	31.683	11.674	31.631	12.241	31.641	11.733

Анализ полученных результатов показывает, что изменение выраженности торуса может приводить к значительным изменениям НДС базиса съемного пластиночного протеза. В зависимости от выраженности торуса максимальное значение напряженности может отличаться больше чем на 30 процентов, что для случая циклического нагружения является критичным.

Заключение

Проведено математическое моделирование напряженно деформированного состояния базиса съемного пластиночного протеза при различной выраженности торуса и различных жевательных нагрузках. Показано значительное влияние геометрии торуса на НДС. Согласно полученным результатам, в зависимости от высоты свода (вариация в пределах 1 см) различие в интенсивности напряжений в базисе может отличаться более чем на 30 %.

Работа выполнена в рамках государственного задания ИАП РАН

Литература

1. Чумаченко Е.Н., Арутюнов С.Д., Лебеденко И.Ю. Математическое моделирование напряженно-деформированного состояния зубных протезов. 2003; Молодая гвардия, Москва, 271 с.
2. Джалалова М.В., Ерошин В.А. Математическое моделирование в задачах стоматологии. Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского, 2011, № 4 (2), с. 421–422.
3. Искендеров Р. М., Гветадзе Р. Ш., Бутова В. Г., Андреева С. Н., Тимофеев Д. Е. Общая стратегия развития зуботехнических лабораторий, оснащенных CAD/CAM-системами. Стоматология. 2019;98(2): 8-12.

СМАРТ-ПРОТЕЗ КАК БИОМЕХАТРОННАЯ СИСТЕМА РЕАБИЛИТАЦИИ SMART PROSTHESIS AS A BIOMECHATRONIC REHABILITATION SYSTEM

Ковалев¹ Н.С. – н.с., Соловьев^{1,2} А.А. – к.ф.-м.н., зав. лаб., Сергеев¹ А.М. – к.иск., с.н.с.

¹Федеральное государственное бюджетное учреждение науки
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова
Российской Академии наук (ИМАШ РАН)

²Федеральное государственное автономное образовательное
учреждение высшего образования

«Московский физико-технический институт (государственный университет)»
ns.kovalev@yandex.ru

Abstract. The article describes the phase of research and development the biomechatronic non-invasive system for the human upper limbs prosthetics. The resistive pressure sensor acts as a mechanoreceptor. The stimulus is the vibrating micromotor embedded into the vibro-bracelet located on an upper limb person with transradial amputation. The signal is transmitted by Bluetooth. Arduino was used for experimental set up.

Key words: smart prosthesis, amputee, sensorization, feedback, receptor, resistive pressure sensor, vibration micromotor, vibration bracelet, microcontroller, PWM signals.

Аннотация. В статье описывается этап исследования и разработки биомехатронной неинвазивной системы протезирования верхних конечностей человека. В качестве механорецептора используется резистивный датчик давления. Стимулом выступает вибрационный микро мотор, встроенный в вибро-браслет, расположенный на плече человека перенесшего трансрадиальную ампутацию. Передача сигнала осуществляется по технологии Bluetooth. Экспериментальной базой является платформа Arduino.

Ключевые слова: смарт-протез, ампутант, сенсоризация, обратная связь, рецептор, резистивный датчик давления, вибрационный микро мотор, вибро-браслет, микроконтроллер, ШИМ-сигналы.

Введение

Ранее мы уже описывали роль различных типов рецепторов кожи, ответственных за осязание [1]. В свою очередь, осязание обычно рассматривается как набор ощущений, рожденных в коре головного мозга, которые являются субъективным отражением объективной реальности [2]. В контексте настоящего исследования нас интересуют ощущения вибрации и давления в процессе тактильного контакта, за которые ответственны находящиеся в коже механорецепторы, именуемые тельцами Пачини. Именно их эффективное замещение с помощью встраивания в искусственную руку резистивных датчиков давления или *сенсоров* является целью возвращения ампутанту ощущения осязания. Таким образом, сенсоры, которые могут создавать ощущение давления и/или вибрации у человека с ампутированной конечностью, являются квазирецепторами. В свою очередь, интеграция протеза с датчиками, дающая ампутанту ощущение осязания, обозначается как *сенсоризация* [3,4].

Сенсоризация смарт-протеза: экспериментальное исследование

Известно, что потенциал генератора (деполяризация) может быть обнаружен в немиелинизированном окончании тельца Пачини при его сжатии. Это приводит к короткому выбросу импульсов в сенсорном волокне, который за 1 - 2 секунды приближается к нулю. Частота колебаний, на которые они реагируют, находится в диапазоне 70–1000 Гц. Наиболее чувствительны они в середине диапазона - 200-400 Гц,

где деформация кожи всего 1 мкм является достаточным стимулом. Для нашего эксперимента с целью формирования ощущения осязания в системе «протез руки - ампутант» в качестве заместителей телец Пачини были выбраны резистивные датчики давления (Force Sensitive Resistors – FSR). Принцип действия резистивных датчиков давления (далее *сенсоров*) заключается в изменении значения сопротивления в зависимости от силы нажатия на активную зону.

Для преобразования силы в напряжение сенсор (FSR) привязан к измерительному резистору в конфигурации делителя напряжения. Состояние системы описывается уравнением:

$$V_{out} = \frac{R_m V_+}{(R_m + R_{fsr})}$$

В уравнении значения R_m , R_{fsr} представляют сопротивления измерительного резистора R_m и сенсора, соответственно. V_{out} является выходным напряжением датчика, V_+ – входное напряжение.

Электрический преобразователь силы к напряжению (сенсор) подключен к R_m резистора в делителе напряжения (рис. 1, слева). Измерительный резистор R_m выбирается так, чтобы расширить диапазон чувствительности силы и ограничения по току. В зависимости от требований импеданса измерительной цепи делитель напряжения может сопровождаться операционным усилителем. Выходное напряжение сенсора, согласно техническим характеристикам, изменяется пропорционально величине силы: увеличивается с увеличением силы и уменьшается с уменьшением величины силы (рис. 1, справа).

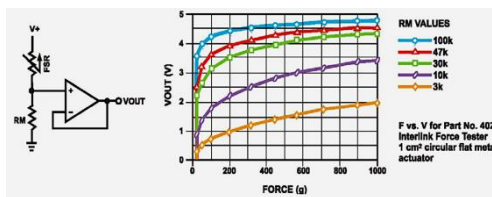


Рис. 1. Электрическая схема преобразования и измерения выходного напряжения V_{out} и величины силы для сенсора (FSR) и график зависимости выходного напряжения V_{out} сенсора от величины приложенной силы

В эксперименте для делителя напряжения был выбран измерительный резистор 10 кОм. Сенсоры работают в диапазоне от 20 грамм до 800 грамм.

Чтобы обеспечить надежный захват объекта искусственной кистью, ампутанту необходимо задействовать как минимум большой, указательный и средний пальцы. Исходя из этого, с целью передачи информации о силе схвата, была принята система из трех сенсоров (рис. 2).



Рис. 2. Расположение сенсоров на протезе



Рис. 3. Вибрационный браслет

Информация от каждого сенсора передается на установленный в гильзе протеза микроконтроллер, затем кодируется и через Bluetooth передается на вибро-браслет, размещенный на плече ампутанта (рис. 3).

Вибро-браслет включает в себя три вибрационных микромотора, микроконтроллер с Bluetooth и источник питания. Кодированные сигналы от сенсорной системы через

вибродвигатели передаются на механорецепторы кожи плеча пациента, чтобы создать ощущение контакта пациента с объектом. Каждому сенсору соответствует отдельный вибромотор.

Используемые вибродвигатели работают при номинальном напряжении 5 В и токе 40 мА, что соответствует требованиям ШИМ-портов микроконтроллера ArduinoNano. Сигнал ШИМ программно калибруется так, чтобы при приложении к датчику максимальной силы увеличение рабочего цикла не превышало порогового значения 100% при ширине импульса 2 мс.

Результаты проведенных исследований демонстрируются на рисунках 4-5. Рисунок 4 показывает минимальные средние значения напряжения V_{out} и номинального тока I_{vibro} вибродвигателя в зависимости от приложенных на сенсор (FSR) диапазонов усилий, которые пациент уверенно дифференцирует как различные по величине вибросигналы. Рисунок 5 иллюстрирует зависимость V_{vib} от силы давления (Force).

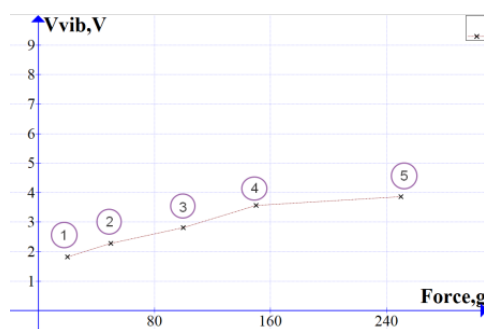
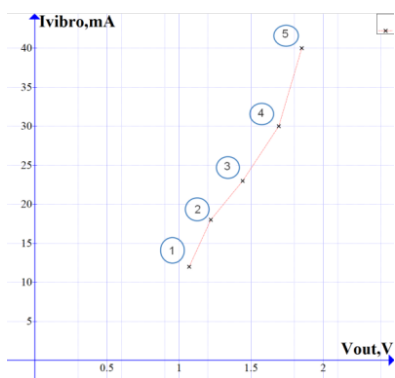


Рис. 4. Зависимость средних значений напряжения V_{out} и номинального тока I_{vibro} вибродвигателя

Рис. 5. Напряжение на вибродвигателе V_{vib} в диапазоне усилий от 20 до 300 грамм

Результаты позволяют выделить пять различных человеком уровней величины вибросигналов, соответствующих пяти диапазонам величин приложенных сил.

Эксперимент выполнен на тестовом комплексе (рис. 6), позволяющем выявить все особенности сигнала, получаемого от взаимодействия протеза со стимулом.

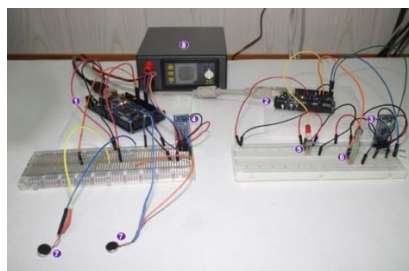


Рис. 6. 1, 2 - микроконтроллер Arduino; 3 - Bluetooth (ведущее устройство - MASTER); 4 - Bluetooth (ведомое устройство - SLAVE); 5,6 - FSR (min 1, min 2); 7 - вибродвигатели; 8 - источник питания

Отметим, что микроконтроллеры Arduino получают аналоговые сигналы от внешних источников и преобразуют их в цифровые через порты ввода/вывода. Порты микроконтроллера предназначены для работы с уровнями логического нуля и логических единиц и позволяя оцифровывать аналоговые сигналы с ограничением уровня и генерировать сигналы различной формы с использованием ШИМ и фильтра нижних частот. В будущем предполагается использование микроэлектромеханических систем (МЭМС).

Выводы

В результате исследования установлена возможность получения индивидуальных амплитудно-частотных характеристик, способствующих комфортному использованию, системы смарт-протеза с учетом физических и психических особенностей восприятия ампутанта. На данном этапе исследования также выявлена необходимость индивидуального подбора программно-аппаратных средств, определяющих безопасность, эффективность и продолжительность пользования. Конечной целью является разработка неинвазивного миоэлектрического протеза с системой обратной связи, включающей в себя микроконтроллеры, сенсоры давления, вибрационные микромоторы и технологию Bluetooth.

Литература

1. Скворчевский А.К., Соловьев А.А., Сергеев А.М., Ковалев Н.С., Коровкин Ю.В. Разработка системы смарт-протеза кисти руки человека на основе концепции двойного замещения // Медицина и высокие технологии. - № 3. – 2018. - С. 14-26.
2. Скворчевский А.К., Соловьев А.А., Сергеев А.М., Ковалев Н.С. Мехатронные и биологические основы сенсорно-чувственного принципа разработки системы кистевого смарт-протеза // Медицина и высокие технологии. - № 2. – 2019. - С. 38-45.
3. Pena A.E., Ricon-Gonzalez L., Abbas J.J. and Jung R. Effects of vibrotactile feedback and grasp interface compliance on perception and control of a sensorized myoelectric hand // PloS One. - 2019. – Jan. 16. – No.14(1). URL: <https://www.ncbi.nlm.nih.gov/pmc/articles/PMC6334959/>
4. Schmitz A., Nori F., Sandini G. Design, realization and sensorization of the dexterous iCub hand. In: IEEE 10th IEEE-RAS. Inter. Conference of Humanoid Robots, Humanoids 2010 – pp. 186-191. URL: https://www.researchgate.net/publication/224211618_Design_realization_and_sensorization_of_the_dexterous_iCub_hand
5. Туровский Я.А., Фисенко К.И. Информационная система обратной связи в миоэлектрических протезах верхних конечностей // Вестник новых медицинских технологий. – 2018 – Т. 25. - № 1 – С. 114–124
6. Stephens-Fripp B., Alichi G., Mutlu R. A Review of Non-Invasive Sensory Feedback Methods for Transradial Prosthetic Hands // IEEE Access. 2018, Jan.10, V.6, pp. 6878-6899. URL: <https://ieeexplore.ieee.org/document/8253455>
7. Stephens-Fripp B., Mutlu R., Alici G. Using Vibration Motors to Create Tactile Apparent Movement for Transradial Prosthetic Sensory Feedback. In Proceed. of the IEEE RAS and EMBS International Conference on Biomedical Robotics and Biomechatronics. 2018. Aug., pp. 213-218. URL: https://www.researchgate.net/publication/327121519_Using_Vibration_Motors_to_Create_Tactile_Apparent_Movement_for_Transradial_Prosthetic_Sensory_Feedback

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОРИЕНТАЦИОННЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЗРИТЕЛЬНОЙ ИЛЛЮЗИИ ПЕРЕСЕЧЕНИЯ**
*RESEARCH OF ORIENTATION CHARACTERISTICS OF VISUAL CROSSING
ILLUSION*

Костоев А.Т. – магистрант, **Ракчеева Т.А.** – к.т.н., с.н.с.
РГУ им. А.Н. Косыгина,
ИМАШ РАН
a.kostoev@inbox.ru

Abstract. In the visual perception of an inclined line partially passing behind an opaque object (Poggendorf's illusion), an error arises due to an inadequate extrapolation of the continuation of the line after passing it behind the object. Quantitative relationships are established for the magnitude of the illusion of displacement from the geometric and orientation parameters of the Poggendorff configuration.

Keywords: visual illusions, Poggendorf's illusion, metric factors.

Аннотация. При зрительном восприятии наклонной линии, частично проходящей за непрозрачным объектом (иллюзия Поггендорфа), возникает ошибка, связанная с неадекватной экстраполяцией продолжения линии после прохождения её за объектом. Установлены количественные соотношения величины иллюзии смещения от геометрических и ориентационных параметров конфигурации Поггендорфа.

Ключевые слова: зрительные иллюзии, иллюзия Поггендорфа, метрические факторы.

Термин «зрительные иллюзии» объединяет широкий круг феноменов, касающихся различных аспектов зрительного восприятия и отражающих явные ошибки в оценке зрительной системой человека каких-нибудь свойств или пространственных параметров рассматриваемых объектов – локализации, размеров, формы, цвета и т.д. В БСЕ понятие иллюзии определяется как неадекватные представления о воспринимаемом объекте, выходящие за пределы обычных ошибок восприятия, преимущественно неосознанные и не поддающиеся произвольной коррекции.

Особое место среди всех объектов, зрительно воспринимаемых искажённо, занимают относительно простые плоские изображения, создающие геометрические иллюзии. К таким иллюзиям относят систематические отклонения геометрии воспринимаемого образа от объективных параметров рассматриваемой метрической конфигурации. Эти отклонения могут касаться оценки размеров или площади фигуры, наклона или кривизны прямых линий, взаимного расположения деталей, пропорций и др. [1,2]. Геометрические иллюзии достаточно легко поддаются количественной оценке и поэтому широко применяются в инженерной психологии для изучения зрительного восприятия [3-5].

Ошибки сенсорного восприятия в форме зрительных иллюзий известны с античных времён, изучение их связано с такими именами, как Аристотель, Витрувий, Лукреций. Систематические исследования зрительных иллюзий, возобновившиеся с середины 19 века, привели к созданию множества тестовых изображений, демонстрирующих устойчивое присутствие значительных систематических ошибок в оценке размеров и формы геометрических фигур, и гипотез о природе их возникновения. Большинство современных исследований нацелены на подтверждение существования зрительных иллюзий и выявление групп людей, наиболее подверженных этим иллюзиям [3-5]. Значительно меньше работ содержит исследования математических закономерностей, обуславливающих количественные характеристики зрительных иллюзий и способы их компенсации [2, 6].

Для специалистов ряда профессий влияние иллюзий на результат их профессиональной деятельности, основанной на зрительных оценках метрических характеристик, весьма критичен. В связи с этим представляется важным исследовать природу зрительных иллюзий, вариативность их относительно геометрических факторов, а также возможность компенсации этих иллюзий, обеспечивающей более адекватное решение профессиональных задач [6].

Данная работа посвящена экспериментальному исследованию зрительной иллюзии пересечения (Поггендорфа), возникающей в результате пересечения линией некоторой полосы. При зрительном восприятии наклонной линии, частично проходящей за непрозрачным объектом, возникает ошибка, связанная с неадекватной экстраполяцией продолжения линии после прохождения её за объектом. При «прохождении» линией полосы, её продолжение смещается в зрительном восприятии на значительную величину (рис.1).

Для проведения эксперимента была сформирована выборка испытуемых из 30-ти человек в возрасте от 17 до 25 лет (студентов). Эксперимент проводился на компьютере в

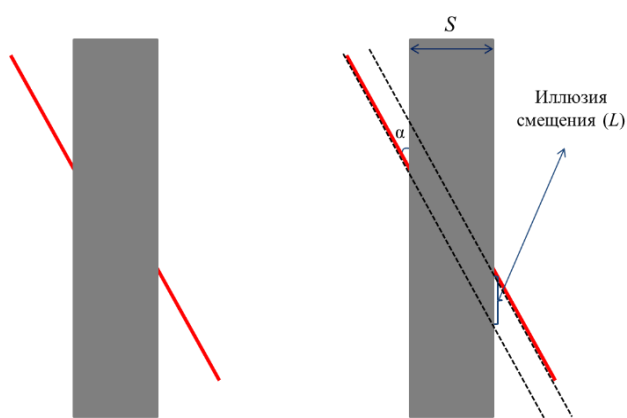


Рис. 1. Схема зрительной иллюзии Поггендорфа

в естественных условиях, бинокулярно. В процессе тестирования испытуемый сидел в наиболее комфортной позе для работы с мышью, так что экран монитора находился на расстоянии примерно 40-50 см от его глаз. На экране испытуемому предъявлялся тест-объект (ТО), состоящий из полосы заданной ширины (S) и примыкающего к ней «входного фрагмента» прямой линии под заданным углом (α) относительно полосы. Испытуемому предлагалось с помощью мыши нарисовать «выходной фрагмент» этой линии как её продолжение за полосой

(рис.1). Программа фиксировала значения величины возникающего смещения (L). Для каждого из значений параметров эксперимента испытуемыми выполнялась серия тестов, данные которых усреднялись.

Цель работы состояла в качественном и количественном исследовании метрических факторов, влияющих на величину искажения иллюзии пересечения и на степень её выраженности. В продолжение исследований [6] и для установления преимущества результатов, посвящённых влиянию на иллюзию таких известных факторов как ширина экранирующей полосы S и угол наклона прямой α , в данной работе рассматривались ориентационные факторы.

Экспериментальное исследование выполнялось в два этапа:

- 1) исследование зависимости иллюзии L от угла наклона линии α и ширины полосы S ;
- 2) исследования величины иллюзии L от ориентации (γ) всей тестовой конфигурации.

Первый этап включал в себя две серии экспериментов: а) с различными параметрами ширины S полосы при фиксированном значении угла наклона ($\alpha=45^\circ$) входной прямой; б) с различными параметрами угла наклона α входной прямой при фиксированном значении ширины ($S=30\text{мм}$) полосы. Диапазон значений S варьировался от 10мм до 60мм (10мм, 20мм, 30мм, 40мм, 50мм, 60мм), а диапазон значений α от 22.5° до 157.5° (22.5° , 30° , 45° , 65° , 90° , 120° , 135° , 150° , 157.5°).

Второй этап включал в себя серию экспериментов с различными параметрами ориентации γ всей экспериментальной конструкции при фиксированной ширине ($S=30\text{мм}$) полосы и фиксированных углах наклона ($\alpha=22.5^\circ$, 45° , 67.5°) входной прямой. Значения γ варьировались в диапазоне от 0 до 360° ориентации полосы с шагом 22.5° .

Всего было сформировано 45 тест-объекта: 6 – для исследования иллюзии в зависимости от ширины полосы (рис.2а), 9 – для исследования иллюзии в зависимости от угла наклона входной линии (рис.2б), 48 – для исследования иллюзии от ориентации тестовой конструкции (рис.2в).

Полученные выборки данных иллюзии смещения L имеют нормальное распределение, что подтверждается χ^2 -критерием Пирсона на 1%-ом уровне значимости. В связи с этим для статистической обработки данных использовались параметрические методы.

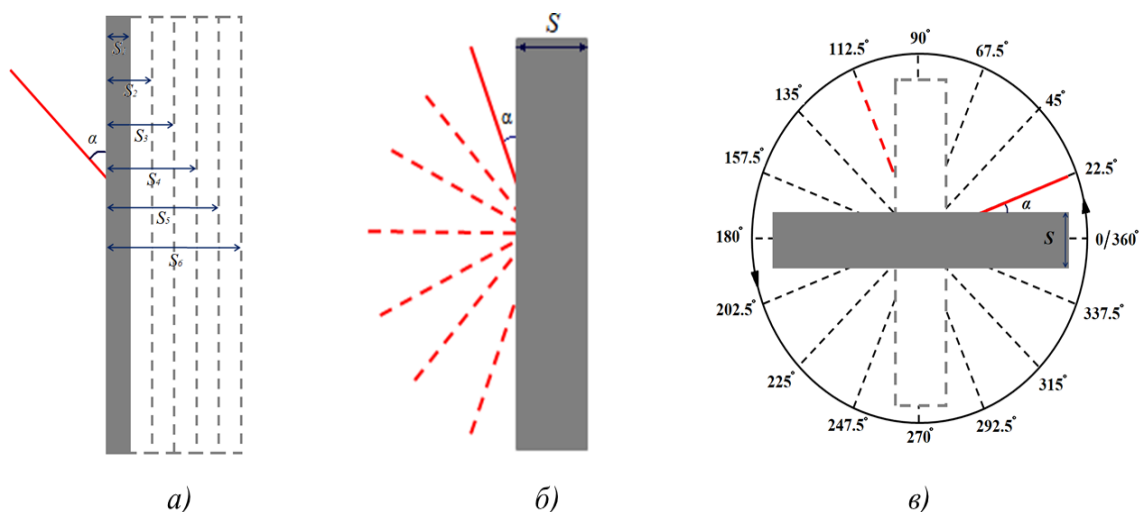


Рис. 2. Вариации тест-объектов для исследования зависимости иллюзии L : а) от ширины полосы S ; б) от угла наклона прямой α ; в) от ориентации γ .

Полученные результаты представлены ниже на рис.3-5. На рис.3а приведён график зависимости величины иллюзии смещения L от ширины полосы S при фиксированном значении угла наклона линии $\alpha=45^\circ$. Оценка линейной связи подтверждается t -критерием на 5%-ом уровне значимости. Линейное регрессионное уравнение имеет вид: $y = -0.05 + 0.39x$, т.е. имеем: $L \approx 0.4S$.

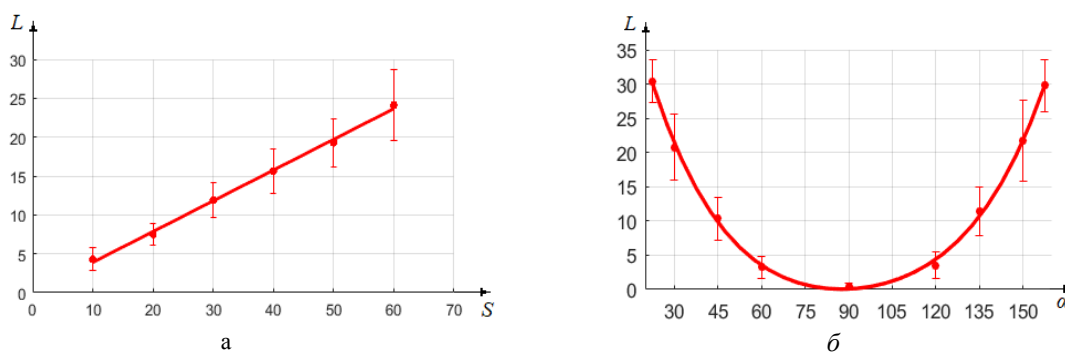


Рис. 3. а) иллюзия L линейно зависит от S , б) иллюзия L нелинейно зависит от α

На рис.3б приведён график зависимости величины иллюзии L от угла наклона α входного фрагмента прямой при фиксированном значении $S=30$ мм. График свидетельствует о нелинейной зависимости иллюзии смещения S от угла наклона α , т.е. с возрастанием остроты угла наклона α входного фрагмента линии относительно полосы величина смещения L возрастает непропорционально. Кроме того, график свидетельствует о симметричности проявления иллюзии L относительно вертикальной инверсии входного фрагмента линии. Данные на этом графике аппроксимированы полиномом 4-й степени.

На рис.4а представлена зависимость иллюзии смещения L от угла ориентации γ в диапазоне $0 \div 2\pi$ при фиксированных значениях $S=30\text{мм}$ и $\alpha=22,5^\circ$. Приведённые результаты показывают, что иллюзия существует во всём диапазоне, но величина иллюзии L существенно зависит от угла ориентации γ . Данная зависимость демонстрирует $\pi/2$ -периодику, где ярко выражены экстремумы величины иллюзии (4 максимума и 4 минимума). Периодика иллюзии наблюдается в пределах значений γ : $0 \div 90^\circ$, от 90° до 180° , от 180° до 260° и от 260° до 360° , т.е в соответствии с угловыми четвертями координатной плоскости. Точки максимумов фиксируются на границах этих периодов, когда поворот ТО достигает ориентации, при которой полоса принимает горизонтально-вертикальное положение [7]. При этом в вертикальном положении полосы величина иллюзии L значимо выше, чем в горизонтальном.

Внутри каждого периода фиксируется также точка минимума, характеризующая ситуацию, когда горизонтально-вертикальное положение принимает прямая [8]. Поэтому, в отличие от максимумов, минимумы иллюзии меняют свое положение в зависимости от заданного значения угла α между прямой и полосой (рис.4б). Так, для $\alpha=45^\circ$ (средняя кривая) минимумы приходятся на центр каждого периода, при этом сама кривая зависимости имеет симметричный вид (с точностью до амплитудных различий). Характер кривой меняется во всех случаях, когда $\alpha \neq 45^\circ$. Кроме этой кривой, на рис.4б представлены еще две кривые с разными уровнями средних и диапазонами амплитудных вариаций, что соответствует приведенной выше кривой (рис.3б). Нижняя кривая получена для $\alpha=67.5^\circ$, а верхняя ($\alpha=22.5^\circ$) повторяет нормированную по амплитуде кривую на рис.5а. В отличие от средней кривой, верхняя и нижняя кривые имеют минимумы, смещенные от центра к границам периодов: для $\alpha=22.5^\circ$ – к концу, а для $\alpha=67.5^\circ$ – к началу периода. Сами кривые зависимости имеют асимметричный вид, инвертированный относительно центра периода. Таковы основные ориентационные характеристики иллюзии пересечения.

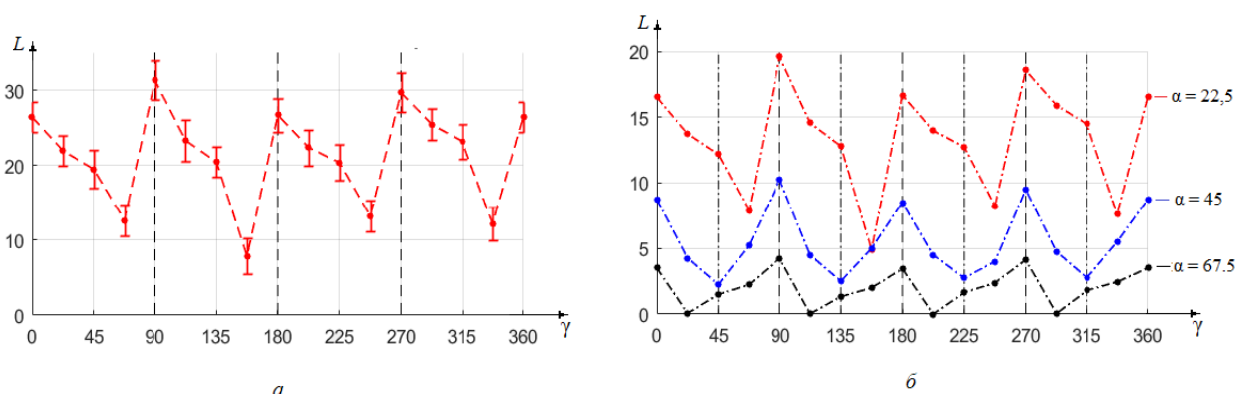


Рис. 4. Зависимость иллюзии L от ориентации γ :
 а) при фиксированном угле наклона $\alpha = 22,5$, б) при различных углах наклона α

Проведённое исследование позволяет сделать следующие выводы. Между шириной полосы и величиной иллюзии смещения подтверждается прямая пропорциональная зависимость - чем шире экранирующая полоса, тем пропорционально «ярче» проявляется иллюзия. Между остротой угла отклонения прямой от экранирующей полосы и величиной иллюзии смещения подтверждается обратная нелинейная зависимость - чем меньше угол, тем больше коэффициент смещения. Проявление иллюзии смещения симметрично относительно вертикальной инверсии входного фрагмента линии.

Иллюзия Поггендорфа существует практически в любой конфигурации пересечения линии с полосой. Зависимость величины иллюзии от ориентационного фактора имеет четверть периодический асимметричный характер, трансформирующийся для 45° -ой остроты линии в симметричный. Как и следовало ожидать, средний уровень иллюзии смещения и ориентационный диапазон её вариаций понижаются с уменьшением остроты угла между линией и полосой.

Литература

1. Толанский С. Оптические иллюзии / С. Толанский. - М.: Мир, 1967. -267 с.
2. Булатов А.Н., Бертудис А.В., Мицкене Л.И. Количественные исследования геометрических иллюзий // Сенсорные системы. М.: Наука, 1995. Т. 9. Вып.2-3. С. 79-93.
3. Медведев Л.Н., Шошина И.И. Влияние возраста на проявление зрительной иллюзии Поггендорфа // Сенсорные системы. 2004. Т. 18. № 4. С. 325-329.
4. Русякова Е.Е. Взаимосвязь зрительно-пространственного гнозиса и восприятия фигуры Поггендорфа // Мир науки. 2018. Т. 6. № 2. С. 80.
5. Шошина И.И., Перевозчикова И.Н., Семенова Н.Б., Шелепин Ю.Е. Особенность зрительной оценки размера и местоположения частей объекта у лиц с начально стадией шизофрении // Экспериментальная психология. 2011. Т. 4, № 4. С. 18–19.
6. Ракчеева Т.А. Метрические инварианты иллюзии пересечения // Труды международной конференции «Машины, технологии и материалы для современного машиностроения», посвящённой 80-летию ИМАШ РАН. 2018. С.160.
7. Leibowitz, H. The effects of rotation and tilt on the magnitude of the Poggendorff illusion / H. Leibowitz, S. Toffey // Vision Research. - 1966. - Vol. 6.-Pp. 101-103.
8. Day, R. H; The components of the Poggendorff illusion / R. H. Day, R. G. Dickinson•// Br. J. Psychol. - 1976; - Vol. 67. - № 4. - Pp. 537-552.

**ПЕРСОНАЛИЗИРОВАННЫЙ БИОМЕХАНИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ
ПОДВИЖНОСТИ ЗУБОВ НИЖНЕЙ ЧЕЛЮСТИ ПРИ
ПАРОДОНТОЛОГИЧЕСКОМ ЛЕЧЕНИИ НЕСЪЕМНЫМИ
ПОЛИМЕРНЫМИ ШИНАМИ С УЧЕТОМ РАЗЛИЧНОГО ПОДХОДА
К ОПРЕДЕЛЕНИЮ ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
КОСТНОЙ ТКАНИ**

*PERSONALIZED BIOMECHANICAL ANALYSIS OF MANDIBLE TEETH
LOOSENING DURING PERIODONTAL TREATMENT WITH NON-
REMOVABLE POLYMER SPLINTS WITH CONSIDERING THE DIFFERENT
APPROACH TO PHYSICAL AND MECHANICAL CHARACTERISTICS
DETERMINING OF BONE TISSUE*

Левченко¹ И.М. – врач-стоматолог, старший лаборант кафедры пропедевтики стоматологических заболеваний, **Грибов² Д.А.** – к.т.н., старший научный сотрудник, **Крупнин^{2,3} А.Е.** – асп., инж.-исследователь, **Арутюнов¹ С.Д.** – д.м.н., заведующий кафедрой пропедевтики стоматологических заболеваний

¹ ГБОУ ВПО «Московский государственный медико-стоматологический университет им. А.И. Евдокимова (МГМСУ) Минздрава РФ»

² ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский институт)»

³ НИЦ «Курчатовский институт», Москва, Россия
levchenko_ivan36@mail.ru

Abstract. A 3-dimensional finite element model of mandible anterior section, including a segment of mandibular bone tissue, four incisors, periodontal ligament (PDL), polymethylmethacrylate (PMMA) immobilizing splint of 0.5 mm thickness was developed. The stress-strain state of the model components is considered for the cases of a splinting structure presence and absence from the action of a typical occlusal load $F = 200$ N. The influence of the physicomaterial properties determining method for mandible bone tissue on the obtained results is evaluated.

Key words: parodontitis, personalized biomechanical analysis, finite element method.

Аннотация. Разработана 3-х мерная конечно-элементная модель переднего отдела нижней челюсти, включающая сегмент костной ткани челюсти, четыре резца, пародонт, иммобилизирующую шину из полиметилметакрилата (ПММА) толщиной 0,5 мм. Рассмотрено напряженно-деформированное состояние компонентов модели для случаев наличия и отсутствия шинирующей конструкции от действия типичной окклюзионной нагрузки $F = 200$ Н. Выполнена оценка влияния способа определения физико-механических свойств костной ткани нижней челюсти на получаемые результаты.

Ключевые слова: пародонтит, персонализированный биомеханический анализ, метод конечных элементов, назубная несъемная шина.

Введение

Заболевания пародонта – одна из самых распространенных стоматологических патологий в мире. Прежде всего, пародонтит характеризуется патологической подвижностью зубов, что существенно затрудняет пережевывание пищи [1]. Иммобилизация таких зубов шинами способствует эффективности пародонтологического лечения. С внедрением стоматологических CAD/CAM технологий субтрактивный (фрезерование, шлифование) и аддитивный (3D-печать) методы позволили конструировать зубные шины высокого качества.

Целью настоящей работы является разработка индивидуальной биомеханической

модели переднего отдела нижней челюсти (НЧ), оценка эффективности выбранного варианта лечения пародонтита на основе анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) конструкции шины из полиметилметакрилата (ПММА) и зубного ряда до и после установки, оценка влияния способа определения физико-механических свойств костной ткани НЧ на получаемые результаты.

Материалы и методы

В качестве исходных данных для проведения исследования была рассмотрена компьютерная томограмма (КТ) челюстей пациента мужского пола 26-ти лет, состоящая из 539 снимков формата DICOM с размером вокселя $0.15 \times 0.15 \times 0.15$ мм. Анализ снимков выявил непрерывность зубных рядов верхней и нижней челюстей и отсутствие признаков пародонтита. На основе полученных данных была создана 3-х мерная конечно-элементная модель сегмента переднего отдела НЧ, включающего непосредственно костную ткань челюсти, периодонтальную связку (ПДС), толщиной 0,25 мм и четыре резца. На внутренней (язычной) стороне коронок зубов рассматривался вариант установки персонализированной шины толщиной 0,5 мм, изготовленной фрезерованием. Создание модели, основанной на 4-х узловых тетраэдрах, осуществлялось с применением программных комплексов Mimics 17.0 и 3-matic 6.1. Рассматривался вариант высокой степени адгезии шины к зубам, поэтому узлы, расположенные на интерфейсе «шина-поверхность зуба», совпадали. Так, при перечисленных выше параметрах, количество узлов модели составило 175570, элементов – 998214. Материал всех компонентов модели моделировался как изотропный однородный линейно-упругий. В качестве материала шины принят полимер ПММА «Temp Basic». Значения механических характеристик материалов модели приведены в Таблице 1.

Табл. 1. Механические характеристики материалов

Наименование материала	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона	Источник
Зуб	20000	0,26	[2]
ПДС	68,9	0,45	[3]
Компактная костная ткань НЧ (вар. 1)	5857-40924	0,3	[4]
Губчатая костная ткань НЧ (вар. 1)	4-3183	0,3	[4]
Костная ткань НЧ (вар. 2)	14400	0,3	[5]
ПММА Temp Basic	2200	0,35	[6]

Учитывая, что основной объем модели занимает костная ткань НЧ (76%), рассмотрено два варианта определения физико-механических свойств данного компонента: значение модуля упругости для всех элементов принято равным 14400 МПа (вариант 1); модуль упругости определяется дискретно для каждого элемента при помощи эмпирических зависимостей, связывающих рентгеновскую и физическую плотности, а также физическую плотность и модуль упругости (использовался расчетный модуль Mimics). По аналогии с предложенным в [4] подходом, к компактной костной ткани были отнесены элементы со средним значением рентгеновской плотности $HU \geq 1000$ ($\rho \geq 0,67$ г/см³, $E \geq 4583$ МПа). После завершения создания модели осуществлялся ее экспорт в конечно-элементный комплекс ANSYS. Всем элементам модели назначен тип элемента – SOLID285.

Деструктивные изменения тканей пародонта (рецессия десны, лизис кости зубной альвеолы) при пародонтите и, соответственно, обнажение корня зуба моделировались посредством деактивации части конечных элементов модели пародонта через применение опции «смерти элементов», что снижает их жесткость до пренебрежимо малой величины (см. Рис. 1). Нагружение модели для всех расчетных вариантов соответствовало процессу откусывания пищи. С этой целью вертикальное усилие, равное типичной окклюзионной нагрузке $F = 200$ Н [4], было равномерно распределено между узлами, принадлежащими режущему краю зубов (каждый зуб воспринимал вертикальную

нагрузку, равную 50 Н). С целью оценки влияния шинирования зубов на НДС модели также выполнялся расчет без учета наличия шины.

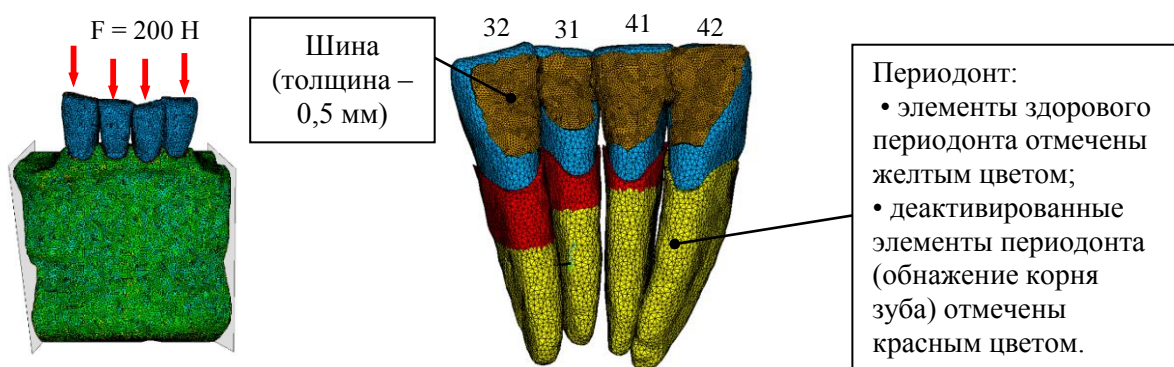


Рис. 1. Конечно-элементная модель сегмента НЧ с указанием области приложения вертикальных усилий при моделировании процесса откусывания, а также условий закрепления модели (слева); модели 4-х резцов с моделью шины и периодонтом (справа)

Результаты

В процессе анализа оценивались максимальное суммарное перемещение и эквивалентное напряжение (по Мизесу) зубов, костной ткани челюсти и шины. Результаты определения НДС компонентов модели с учетом наличия шины и определения модуля упругости костной ткани челюсти по варианту 2 представлены на Рис. 2. В данном исследовании наибольший интерес представляет анализ НДС зубов.

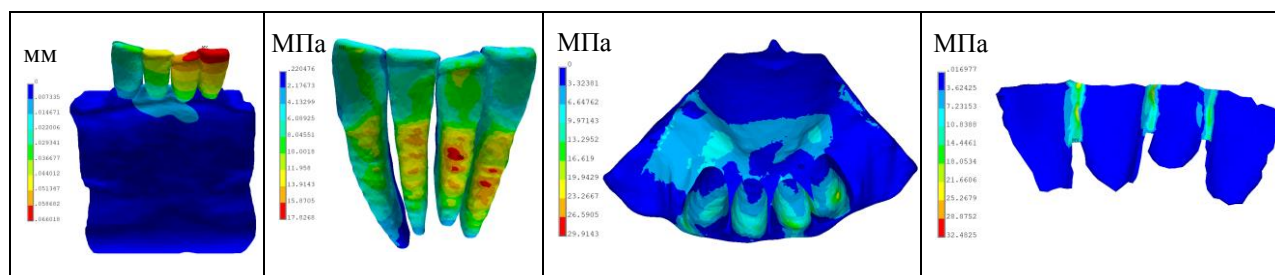


Рис. 2. Результаты определения НДС компонентов модели с учетом наличия пародонтита и определения модуля упругости костной ткани челюсти по варианту 2

Анализ полученных результатов показал, что в случае отсутствия шины максимальные суммарные перемещения возникают в районе режущего края зубов 31, 32, для которых задана наибольшая степень обнажения корней, максимальные эквивалентные напряжения – в верхней и средней частях корней тех же зубов. Операция шинирования позволяет перераспределить как перемещения, так и напряжения между всеми зубами. Максимальные перемещения зубов 31, 32 снижаются на 21,5% и 4,3%, а зуба 42 увеличиваются на 23,1%, соответственно. Аналогичная картина наблюдается при оценке напряжений (см. Рис. 3а), а НДС костной ткани челюсти остается практически неизменным. Максимальные эквивалентные напряжения в шине возникают в областях, обладающих уменьшенной площадью поперечного сечения и не контактирующих с вестибулярной поверхностью зубов, и не превышают предела прочности принятого материала шины – 50,7 МПа [6]. Из сравнения результатов моделирования, представленных на Рис. 3б, видно, что способ определения модуля упругости костной ткани НЧ незначительно влияет на НДС компонентов модели.

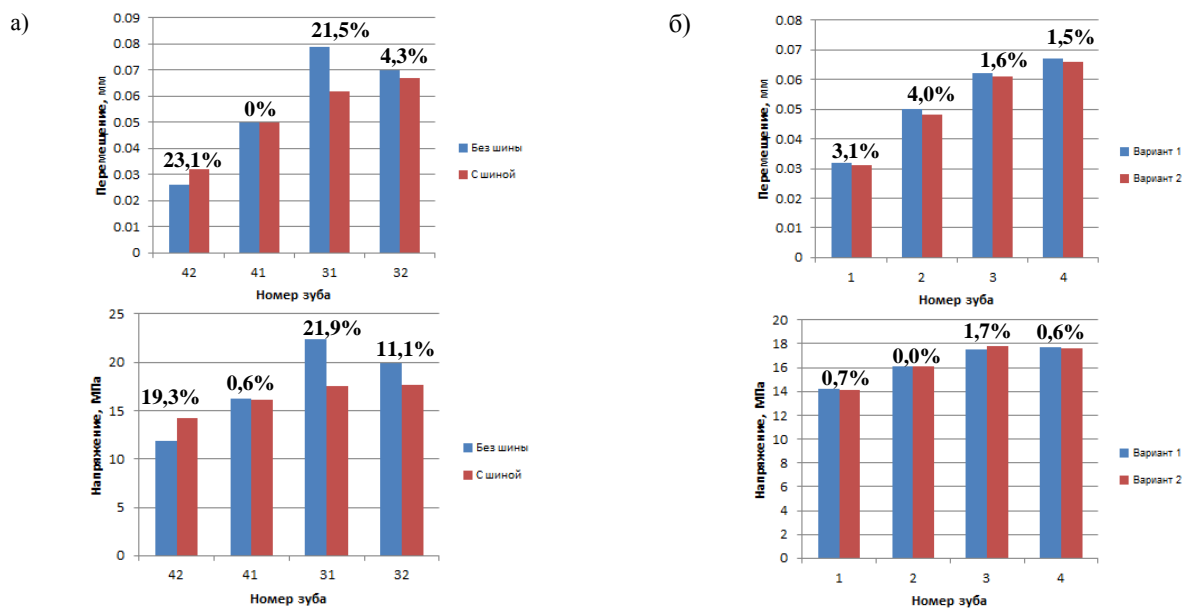


Рис. 3. Гистограммы, отображающие сравнение результатов определения максимальных суммарных перемещений и эквивалентных напряжений: а – для модели без шины и с шиной, б – при различных вариантах определения модуля упругости костной ткани челюсти

Заключение

По результатам проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Представленная технология позволяет учитывать индивидуальные геометрические и механические характеристики костных структур конкретного пациента при планировании стоматологического лечения пародонтита.

2. Результаты проведенного исследования доказали эффективность шинирования зубов с целью создания условий для более равномерного распределения перемещений и напряжений в зубах и, как следствие, стабилизации деструктивных процессов в пародонте, что создает благоприятные условия для проведения стоматологического лечения.

3. Для рассматриваемого в исследовании случая, модуль упругости костной ткани НЧ может определяться упрощенным способом – присвоением всем компонентам модели единственного значения.

Литература

1. Збарж Я.М. К вопросу о необходимости объективизации методики определения подвижности зубов // Пародонтология. – 1996. – № 1. – С. 16-19.
2. Pedram, P., Ghadirian, H., & Arab, S. (2018). Anterior Teeth Splint with Various Degrees of Alveolar Bone Loss; A 3D Finite Element Study, 13(2). <https://doi.org/10.5812/ijo.7981.Original>
3. Experimentally Determined Mechanical Properties of, and Models for, the Periodontal Ligament: Critical Review of Current Literature / Ted S. Fill [et al.] // Journal of Dental Biomechanics. Vol. 2011. P. 1-10.
4. Biomechanical analysis of immediately loaded implants according to the “All-on-Four” concept / S. Horita [et al.] // Journal of Prosthodontic Research. 2017. No. 61. P.123-132.
5. A new numerical approach for evaluation of dental implant stability using electromagnetic impulse / Bin Deng [et al.] // Int Chin J Dent. 2008. No. 8. P. 1-9.
6. Прочностные свойства фрезерованных зубочелюстных протезов из конструкционного стоматологического материала / А.А. Пивоваров [и др.] // Современные проблемы науки и образования. 2014. №4. URL: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=14324> (дата обращения: 09.03.2019).

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ КРОВИ НА КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНОЙ МОДЕЛИ ЖИВОГО СЕРДЦА В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ FLOWVISION
BLOOD FLOW MODELING ON A FINITE ELEMENT LIVING HEART MODEL IN THE FLOWVISION SOFTWARE COMPLEX

Овсянникова^{1,2} Е.Е. – аспирант, инженер, **Каширин**^{2,3} В.С. – аспирант, инженер,
¹МГТУ им. Н.Э. Баумана
²ООО «Вычислительная инженерная платформа»,
³НИЯУ МИФИ
eeovsyam@yandex.ru

Abstract. The simulation of a human heartbeat is presented in two settings – with artificial valves and tissue valves, the properties of tissue are similar to natural one. The simulation was held using the FSI technology - fluid structure interaction – two-way coupling of the finite element model of the heart and the blood flow inside it. The finite element model of the heart was created as part of the Living Heart Project (the project of Simulia Dassault company).

Key words: fluid structure interaction (FSI), biomechanics, hemodynamic, heart failure, living heart.

Аннотация. Представлено моделирование биения человеческого сердца в двух постановках - с искусственными клапанами и клапанами из искусственной ткани, по свойствам, приближенной к натуральной, с использованием технологии FSI – fluid structure interaction - двухстороннего сопряжения конечно-элементной модели сердца и потока крови внутри нее. Конечно-элементная модель сердца создана в рамках проекта Living Heart Project (проект «Живое сердце» компании Simulia Dassault).

Ключевые слова: взаимодействие жидкости и конструкции, биомеханика, гемодинамика, сердечная недостаточность, живое сердце.

Активное развитие технологий приводит к тому, что наука становится междисциплинарной, разные ее области требуют получения совместных решений. Одним из таких подходов является технология Fluid-Structure Interaction. Fluid-Structure Interaction (FSI) – это взаимодействие деформируемой структуры с внешним или внутренним потоком жидкости/газа. Подобные задачи находят применение в различных сферах, начиная с промышленности и заканчивая медициной. По данным ВОЗ заболевания сердечно-сосудистой системы являются основной отдельной причиной смерти от болезней во всем мире [1]. Поэтому существует много проектов, посвященных моделированию сердца. Проект «Живое сердце» объединяет ведущих ученых, исследователей, разработчиков и врачей для проектирования и валидации высокоточных персонализированных цифровых моделей сердца человека [2]. Целью проекта является реалистичная симуляция кровотока в бьющемся сердце человека с учетом взаимодействия жидкость-конструкция между кровью, тканями сердца и искусственными механическими клапанами.

В рамках проекта создана математическая модель работающего сердца, учитывающая электромеханические свойства мышечной ткани, работу предсердий, желудочков и клапанов (искусственных и из ткани) в динамике. Она включает в себя анатомические составляющие сердца, такие как митральный и аортальный клапаны, а также проксимальную сосудистую сеть: дугу аорты, легочную артерию и верхнюю полую вену. На рисунке 1 представлена конечно-элементная модель сердца, созданная в КЭ комплексе Abaqus.

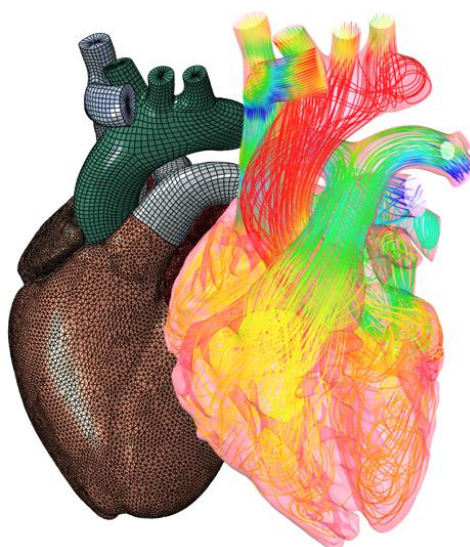


Рис. 1. Модель «Живое сердце»

Сердечный цикл можно разделить на два этапа: систолу и диастолу. Систола – это процесс сокращения левого и правого желудочков и выброс крови в аорту из левого желудочка, а также в легочный ствол из правого желудочка. Во время систолы происходит открытие аортального и легочного клапанов. Диастола – процесс расслабления сердечной мышцы между сокращениями. В этот момент открыты митральный и трехстворчатый клапаны. Для получения установившегося режима движения крови моделируется три полных сердечных цикла.

Движение сердца регулируется физикой электрических и структурных процессов, а также течением жидкости (крови). Для моделирования работы сердца в прочностном коде используется два этапа: электрический анализ и механический анализ. Изначально сердце представляло собой модель без клапанов (Рис. 2).

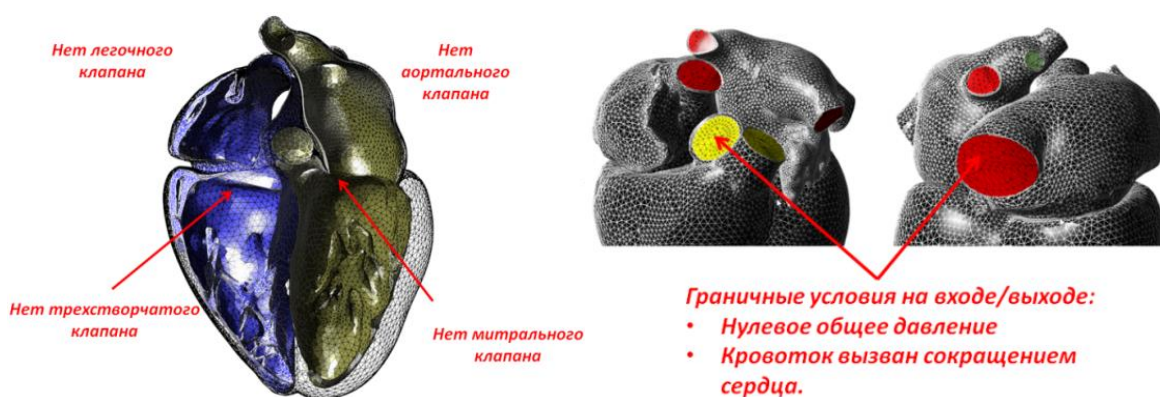


Рис. 2. Постановка задачи для модели без клапанов: общий вид модели и граничные условия

В первую очередь производился электрический анализ для получения электрических потенциалов. Они использовались в качестве источника возбуждения для последующего механического анализа. В течение диастолы импульс электрического потенциала прикладывается к определенному набору узлов на протяжении 200 мс, с электрическим потенциалом от -80 мВ до 20мВ (Рис. 3). Механический анализ содержит в себе многошаговый расчет. Первый шаг – преднапряжение – линейное увеличение давления в камере, с помощью которого достигается приближенное состояние сердца. Два последующий шага – удар – к сердцу прикладывается импульс электрического

потенциала, происходит сначала расширение, а потом сжатие желудочков, и восстановление – кардио-релаксация и фаза наполнения желудочков. Эти два шага длятся 1 секунду и составляют полный сердечный цикл. Они повторяются несколько раз, формируя несколько циклов.

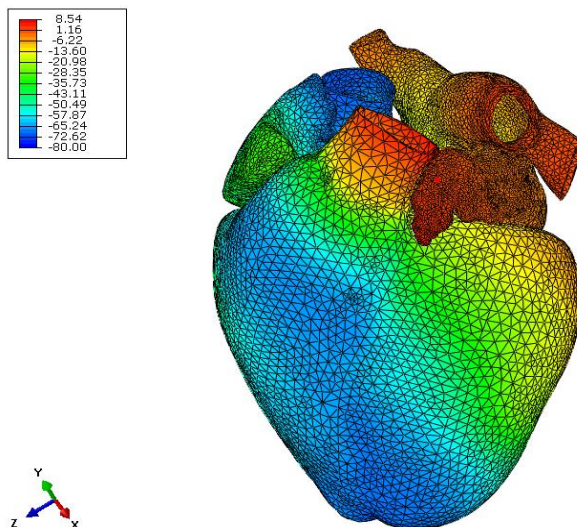


Рис. 3. Электрический потенциал, полученный в результате электрического анализа для модели без клапанов

Для моделирования течения крови используется проточная часть сердца – CFD-поверхность. Она охватывает внутреннюю полость всего сердца, включая часть проксимальной сосудистой системы. Для корректной работы клапанов на этапе механического анализа используется технология Fluid Structure Interaction (FSI). Такой подход позволяет моделировать деформирование тела под действием внутреннего или внешнего потока жидкости. FSI-расчет возможен благодаря связке FlowVision CFD – SIMULIA Abaqus. В SIMULIA Abaqus моделируется деформирование сердечной мышцы и клапанов, и перемещения узлов КЭ-сетки передаются по FlowVision, что приводит к возникновению течения крови и изменению давления. Гемодинамика полностью моделируется во FlowVision и через CFD-поверхность на КЭ-сетку передаются силы. В 2016 году в модель были добавлены механические клапаны, представляющие из себя пластины, которые могли двигаться под воздействием потока жидкости. Модель включала в себя все клапаны сердца: легочный, аортальный, трехстворчатый и митральный (Рис. 4).

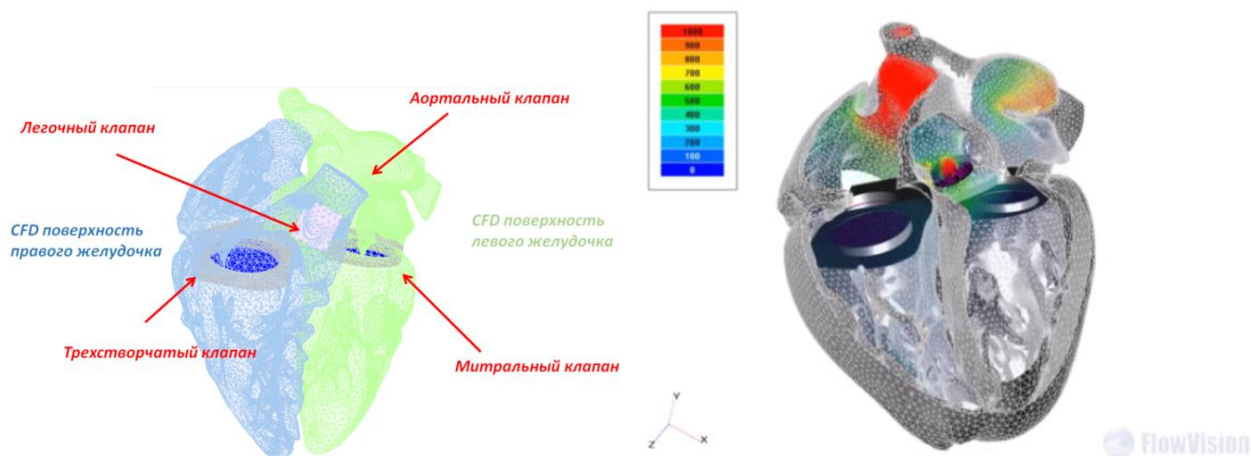


Рис. 4. Расположение механических клапанов (слева) и распределение скоростей в сердце для модели с механическими клапанами (справа)

В 2017 году были получены первые результаты для модели с механическими клапанами (Рис. 4). Позже модель была модифицирована – вместо механических были использованы клапаны из ткани, по свойствам приближенной к натуральной. На рисунке 5 показаны линии тока крови в сердце и видна деформация сердца.

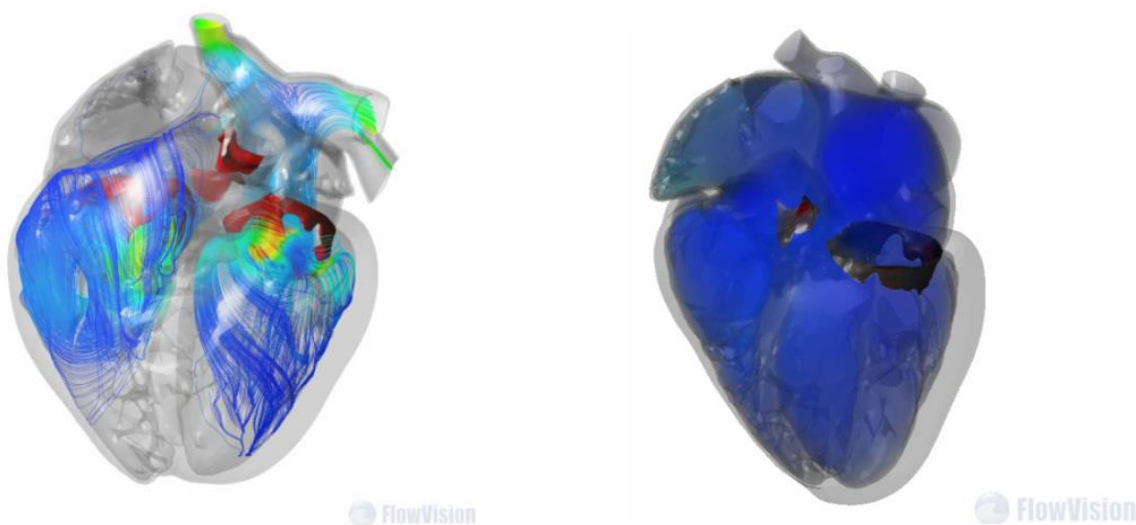


Рис. 5. Результаты для модели сердца с тканевыми клапанами: слева – линии тока крови во время диастолы, справа – объемные скорости в сердце

Заключение

Представлены результаты для сложной задачи течения крови в модели живого человеческого сердца. На рисунках Рис. 4 - 5 видна деформация сердца, соответствующая систоле и диастоле. Линии тока крови показывают, что движение крови характеризуется локальными завихрениями и присутствует перемешивание слоев. Наблюдается турбулизация крови в желудочках.

В будущем подобные модели станут основой для подбора врачами оптимального лечения для пациентов с заболеваниями сердца – все параметры могут быть изменены и настроены для определенного человека, включая добавление аппаратов вспомогательного кровообращения и искусственных клапанов.

По результатам моделирования были опубликованы статьи [3–6]. В данный момент работы над проектом продолжаются.

Литература

1. ВОЗ: Сердечно-сосудистые заболевания [Electronic resource]. 2019. URL: https://www.who.int/cardiovascular_diseases/about_cvd/ru/ (accessed: 27.09.2019).
2. THE LIVING HEART PROJECT (LHHP) [Electronic resource]. 2019. URL: <https://www.3ds.com/products-services/simulia/solutions/life-sciences/the-living-heart-project/> (accessed: 10.08.2019).
3. Sodhani D. et al. Fluid-structure interaction simulation of artificial textile reinforced aortic heart valve: Validation with an in-vitro test // J. Biomech. (J BIOMECH). 2018.
4. Karl D'Souza K. et al. Blood flow modeling in a beating human heart with applications in medical device design and patient care // CAASE18: The Conference on Advancing Analysis & Simulation in Engineering. Cleveland, Ohio, 2018.
5. Ghosh R.P. et al. Fluid-Structure Interaction Analysis of TAVR Valve Performances in Living Heart Human Model.
6. D'Souza K. et al. Personalized cardiovascular modeling for medical device efficacy drug safety and clinical guidance. 2018.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КРОВООБРАЩЕНИЯ С ПОМОЩЬЮ БИБЛИОТЕКИ ГЕМОДИНАМИКИ В ПРОГРАММНОМ КОМПЛЕКСЕ FLOWVISION

BLOOD FLOW MODELING WITH A GEMO-LIBRARY IN THE FLOWVISION SOFTWARE COMPLEX

Овсянникова^{1,2} Е.Е. – аспирант, инженер, Силаев² Д.П. – ведущий разработчик,
Каширин^{3,2} В.С. – аспирант, инженер

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана

²ООО «Вычислительная инженерная платформа»,

³НИЯУ МИФИ,

eeovsyan@yandex.ru

Abstract. The work deals with a hemodynamic library - an additional module for the FlowVision hydro-gasdynamics software package, which allows to set physical boundary conditions for projects related to modeling of the heart and blood vessels. The principle of the library is based on an electromechanical analogy.

Key words: biomechanics, hemodynamic, heart failure, API-library, heart simulation.

Аннотация. В работе описывается библиотека гемодинамики – дополнительный модуль для программного комплекса гидро-газодинамики FlowVision, позволяющая задавать физические граничные условия для проектов, связанных с моделированием сердца и сосудов. В основе принципа работы библиотеки – электромеханическая аналогия.

Ключевые слова: биомеханика, гемодинамика, сердечная недостаточность, библиотека API, моделирование сердца.

Современные активно развивающиеся технологии требуют новых решений, позволяющих осуществлять моделирование задач за рамками привычных пакетов и постановок. Появляются сложные междисциплинарные проекты, для которых разрабатываются дополнительные модули и надстройки. Одними из таких специфических проектов являются на сегодняшний день проекты из области биомеханики и гемодинамики. Они решаются с помощью специальной технологии FSI (fluid – structure interaction – взаимодействие жидкости и конструкции) совместно в двух программных комплексах – гидро-газодинамическом и конечно-элементном. В гидро-газодинамическом комплексе FlowVision для подобных задач создана библиотека гемодинамики. Она представляет собой расширение для программного комплекса, написанное на языке C++. Принцип ее работы основан на электромеханической аналогии, описанной, в том числе, в работах [1–3].

Описание модели. Параметры

Проект представляет собой двумерную модель сердца – предсердия и желудочки смоделированы как прямоугольные параллелепипеды небольшой толщины. Объем модели приблизительно равен суммарному объему предсердий и желудочков реального сердца. Сердечные клапаны – митральный, аортальный, легочный и трехстворчатый – также представлены в виде параллелепипедов. В качестве дополнительного модуля для расчета давления в артериях и венах в проект подключена библиотека гемодинамики. В модели гемодинамики рассматривается только один круг кровообращения, два круга – это два экземпляра модели, каждый со своими параметрами. Составив две модели, можно реализовать два круга кровообращения – большой и малый, и таким образом, получить модель сердца. На рисунке *Рис. 1* представлена принципиальная расчетная схема: показано, что библиотека гемодинамики служит для установления граничных условий на «вход» и на «выход» сердца. В данном случае показан большой круг кровообращения:

«вход» - это верхняя полая вена, а выход – аорта (Рис. 2).

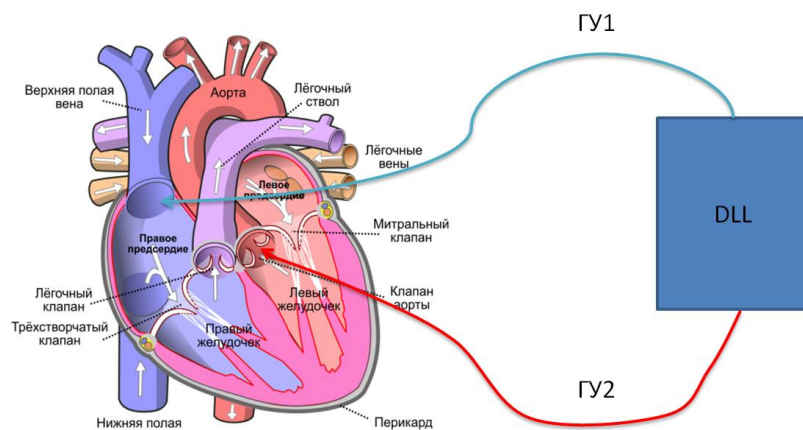


Рис. 1. Принципиальная расчетная схема

Время сердечного цикла принято за 1 секунду: 0.3 секунды составляет время систолы (сокращение сердечных мышц), 0.7 секунды - время диастолы (расслабление между сокращениями).

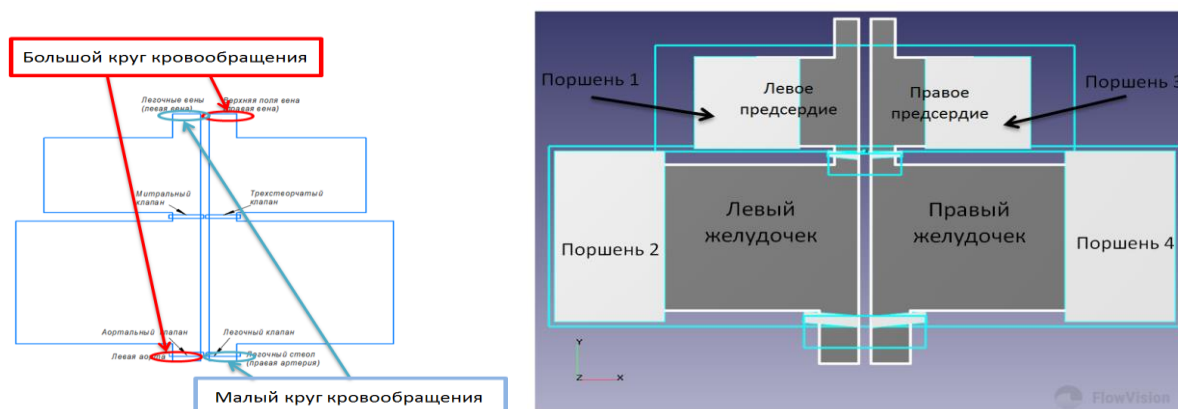


Рис. 2. Модель сердца в программном комплексе FlowVision

Сжатие и расслабление сердечной мышцы осуществляется с помощью поршней, которым задан закон движения, позволяющий им поочередно «сжимать» и «разжимать» предсердия и желудочки. Модуль скорости движения поршней 2 и 4 (нижние) представлен формулой ниже. Модуль скорости движения поршней 1 и 3 (верхние) задаётся аналогичной формулой, с учётом сдвига фаз.

$$\vartheta_x = \begin{cases} 0.02 \frac{2\pi}{T} \sin\left(2\pi\left(\frac{t}{T} + \frac{p}{2r}\right)\right) \frac{1}{2r}, & \text{если } p < r, \\ 0.02 \frac{2\pi}{T} \sin\left(2\pi\left(\frac{t}{T} + \frac{1}{2} + \frac{p-r}{2(1-r)}\right)\right) \frac{1}{2(1-r)}, & \text{если } p \geq r, \end{cases} \quad (1)$$

где t – время, T – период, $p = \left\{\frac{t}{T}\right\}$, а r – отношение времени систолы к периоду. После преобразований получим следующие выражения:

$$\vartheta_x = \begin{cases} 0.02 \frac{\pi}{Tr} \sin\left(\frac{\pi p}{r}\right), & \text{если } p < r, \\ 0.02 \frac{\pi}{T(1-r)} \sin\left(\frac{\pi(p-1)}{(1-r)}\right), & \text{если } p \geq r, \end{cases} \quad (2)$$

Параметры библиотеки гемодинамики

- Гидродинамическое сопротивление R – аналог электрического сопротивления R , измеряется в $\frac{\text{Па}\cdot\text{с}}{\text{м}^3}$.
- Коэффициент растяжимости C – аналог электрической емкости C , измеряется в $\frac{\text{м}^3}{\text{Па}}$.
- Начальное давление в артерии p – аналог напряжения U , измеряется в Па (Рис. 3).

Название	Большой круг
Сопротивление	10000000000
Емкость	2e-010
Начальное давление	10000
Заземление	Да

Рис. 3. Параметры библиотеки гемодинамики

Схема модели с двумя кругами (Рис. 4):

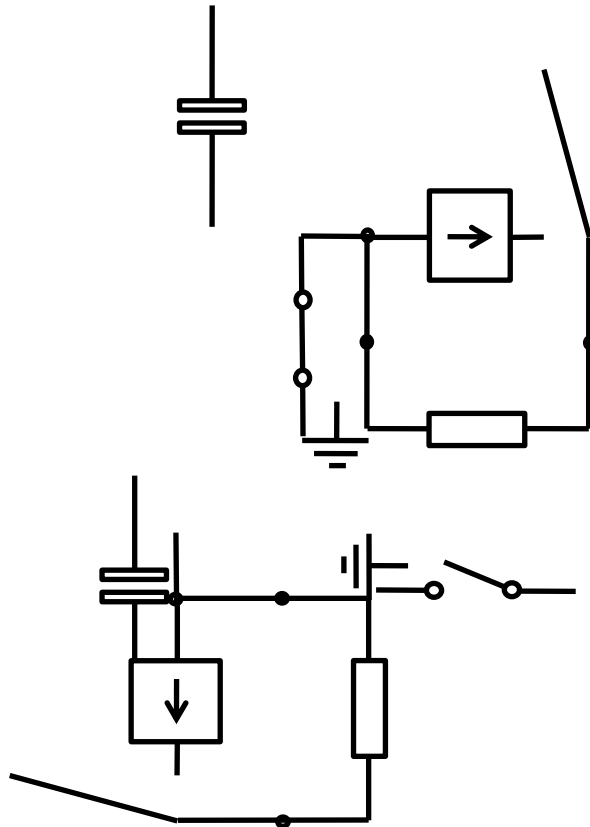


Рис. 4. Электрическая аналогия – два круга кровообращения

При старте расчета объем крови в артерии (аналог электрического заряда q) определим формулой $V_a = p_{ini}C$. Объем крови в вене установим нулевым $V_b = 0$. Из FlowVision с помощью API-функций получим потоки массы через поверхность для артерии и вены. Обозначим их F_a и F_b . Вычислим изменения объёмов крови:

$$V_a \leftarrow V_a + \frac{F_a \cdot t_{шага}}{\rho}, V_b \leftarrow V_b + \frac{F_b \cdot t_{шага}}{\rho} \quad (3)$$

Если включено заземление, то $V_b = 0$. Вычислим разницу давлений между артерией и веной:

$$\Delta p = \frac{V_a - V_b}{c} \quad (4)$$

Изменение объёмов крови вследствие продавливания через капилляры и органы будет подсчитываться по формулам:

$$V_a \leftarrow V_a - \frac{\Delta p \cdot t_{шара}}{R}, V_b \leftarrow V_b + \frac{\Delta p \cdot t_{шара}}{R} \quad (5)$$

Значения давления в артерии и вене:

$$p_a = \frac{V_a}{c}, p_b = \frac{V_b}{c} \quad (6)$$

Полученные значения давлений используются для задания соответствующих граничных условий во FlowVision для расчёта следующего шага по времени.

На рисунке *Рис. 5* а,б представлено распределение скоростей и давлений в плоскости сердца. Видно, что хотя значения скоростей в объеме сердца и лежат в допустимых пределах – не превышают стандартного значения – 5 м/с, однако результат не является ожидаемым: в области клапанов наблюдаются «выбросы» значений, вихри и резкий перепад давлений. Частично это может быть объяснено формой клапанов – наличием в них острых углов. Модель нуждается в дальнейшей калибровке и тестировании. Калибровка будет осуществляться с помощью подобранных коэффициентов искусственной сжимаемости – податливости и мобильности.

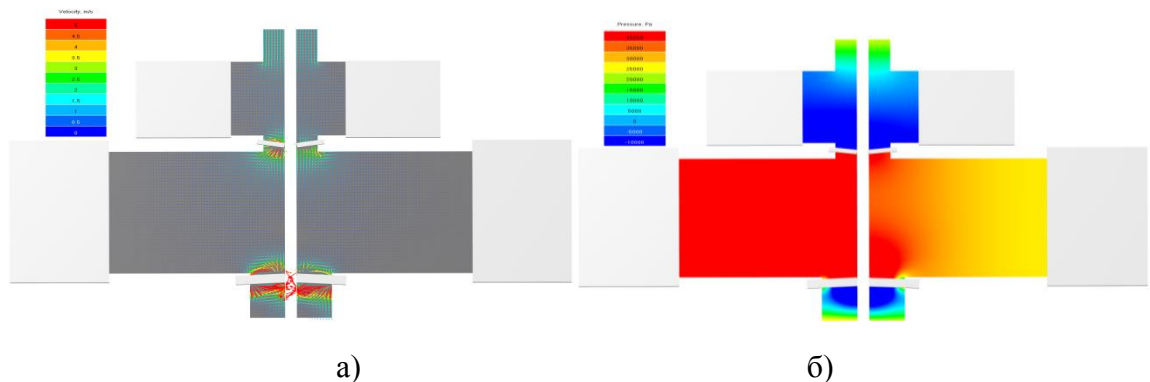


Рис. 5. Распределение а) скоростей и б) давлений в плоскости сердца

Заключение

Создана и отрабатывается библиотека гемодинамики для программного комплекса FlowVision. Дальнейшие планы включают в себя отладку модели и подключение библиотеки гемодинамики в реальные проекты в областях биомеханики, связанных с изучением сердца и его составляющих.

Литература

1. Brzwiecki G.M., Pilla J.J., Welkowitz W. Design and Control of the Atrio-Aortic Left Ventricular Assist Device Based on O₂ Consumption // IEEE Trans. Biomed. Eng. 1990. Vol. 37, № 2. P. 128–137.
2. Орлов А.С. К вопросу об эквивалентной электрической схеме большого круга кровообращения // Российский журнал биомеханики. 2010. Vol. 14, № 3 (49). P. 47–56.
3. Pilla J.J., Gorman J.H., Gorman R.C. Theoretic Impact of Infarct Compliance on Left Ventricular Function // Ann. Thorac. Surg. 2009. Vol. 87(3). P. 803–810.

ГИПЕРБОЛИЧЕСКИЕ И ФИБОНАЧЧИ ЧИСЛА В ГЕНЕТИЧЕСКОЙ БИОМЕХАНИКЕ

HYPERBOLIC AND FIBONACCI NUMBERS IN GENETIC BIOMECHANICS

Петухов^{1,2} С.В. – д.ф.-м.н., г.н.с., Петухова¹ Е.С. – м.н.с., Свирин^{1,2} В.И. – м.н.с.

¹ Институт машиноведения РАН, 101990, Москва, М. Харитоньевский пер., 4

² Московская государственная консерватория, 125009, Москва, ул. Б.Никитская, 13/6
spetoukhov@gmail.com, <http://petoukhov.com/>

Abstract. One-dimensional Fibonacci numbers and their applications are actively used in various fields of mathematics, computer technology and computer science, biology and economics. The article presents the results of the study of additive series of two-dimensional hyperbolic numbers with Fibonacci coordinates. Particular attention is paid to the matrix representation of such hyperbolic Fibonacci numbers. Some applications of new additive sequences in the field of genetic biomechanics are shown, including the laws of morphogenesis of phyllotaxis and the basic psychophysical law of Weber-Fechner. The important role of hyperbolic numbers in the modeling of biological phenomena is noted. The described results lead to new applications of Fibonacci numbers in various fields of science and technology.

Key words: hyperbolic numbers, Fibonacci numbers, matrices, genetics, phyllotaxis, Weber-Fechner law

Аннотация. Одномерные числа Фибоначчи и их приложения активно используются в различных областях математики, компьютерных технологий и информатики, биологии и экономики. В статье приводятся результаты изучения аддитивных рядов двумерных гиперболических чисел с координатами Фибоначчи. Особое внимание уделено матричному представлению таких гиперболических чисел Фибоначчи. Показаны некоторые применения новых аддитивных последовательностей в области генетической биомеханики, включая законы морфогенеза филлотаксиса и основной психофизический закон Вебера-Фехнера. Отмечена важная роль гиперболических чисел в моделировании биологических явлений. Описанные результаты приводят к новым применениям чисел Фибоначчи в различных областях науки и техники.

Ключевые слова: гиперболические числа, Фибоначчи числа, матрицы, генетика, филлотаксис, закон Вебера-Фехнера.

1. Введение

Биомеханические системы генетически наследуются. Естественно полагать, что все наследуемые физиологические системы должны быть структурно согласованы с системой генетического кодирования для того, чтобы быть переданными по наследству очередным поколениям и выжить в ходе биологической эволюции. Однако в современных монографиях и учебниках по биомеханике эта взаимосвязь биомеханических систем (мышечных, сердечно-сосудистых, сенсо-моторных и пр.) с генетической системой не только не рассматривается, но даже не отмечается. Восполняя этот пробел, в лаборатории исследования биомеханических систем ИМАШ РАН развивается «генетическая биомеханика», учитывающая и изучающая структурные связи генетической системы и множества взаимно связанных физиологических систем, образующих единый организм на основе наследуемых алгоритмов управления и координации работы его различных частей. В ходе этого исследования выявляются глубокие сопряжения устройства живых организмов как информационных сущностей с системами, математически моделируемыми с позиций теории резонансов колебательных систем со многими степенями свободы и квантовой информатики. С генетической точки зрения организмы представляют собой информационные сущности. Все организмы имеют одинаковые

основы молекулярно-генетического кодирования, использующего структурированные молекулы ДНК и РНК, которые несут на себе последовательности азотистых оснований в качестве информационных текстов.

Как давно известно, целый ряд наследуемых биологических феноменов, включая морфогенетические законы филлотаксиса, связан с одномерными числами Фибоначчи, которые имеют также многообразные приложения в других областях знания: создании фибоначчивых компьютеров, сетевой топологии для параллельного компьютеринга, экономике, генерации псевдослучайных последовательностей и пр. [1-11]. В нашей статье определяются и рассматриваются двумерные гиперболические числа, коэффициенты у базисных единиц которых являются числами Фибоначчи и которые можно назвать «гиперболическими числами Фибоначчи». Они могут существенно обогатить набор приложений чисел Фибоначчи, в том числе в генетической биомеханике.

Одним из перспективных направлений в генетической биомеханике является математическое моделирование наследуемых генетических и других биологических структур с позиций многомерных числовых систем, используемых в математике, физике, информатике и пр. Различные виды многомерных чисел - комплексные числа, гиперболические числа, двойные числа, дуальные числа, кватернионы и другие гиперкомплексные числа - используются в различных областях современной науки. Они сыграли роль магического инструмента для развития теорий и расчетов в физике тепла, света, звуков, колебаний, упругости, гравитации, магнетизма, электричества, тока жидкостей, квантово-механических явлений, специальной теории относительности, ядерной физики и т. д. Например, в физике XX века тысячи работ были посвящены кватернионам Гамильтона (их библиография есть в [12]).

Ряд данных, полученных нами в дополнение к ранее известным, позволяет нам полагать особо интересным использовать для моделирования в генетической биомеханике гиперболические числа (называемые в литературе также двойными числами, числами Лоренца, сплит-комплексными числами, перплексами) вместе с их алгебраическими расширениями. Данный вид многомерных чисел применяется, например, в специальной теории относительности, где он связан с преобразованиями Лоренца. Гиперболические повороты являются частным случаем этого вида чисел. На пути применения гиперболических чисел в генетической биомеханике возможна стыковка с идеями В.И. Вернадского о неевклидовой геометрии живого вещества [13].

В биологии связь биоструктур с гиперболическими числами и гиперболическим поворотом ранее была отмечена в исследованиях морфогенетических законов филлотаксиса, то есть закономерного и сопряженного с числами Фибоначчи расположения листоорганов растений и частей тела у животных организмов [14, 15]. Автор этих работ обратил внимание на то, что онтогенетические трансформации филлотаксисных решеток у растений адекватно моделируются гиперболическими поворотами. На этой основе он высказал мнение, что геометрия живых тел имеет структурную связь с геометрией Минковского.

В нашей статье представлены дополнительные данные о связи генетических и биологических структур с гиперболическими числами. При этом значительное внимание уделяется биологическим законам филлотаксиса, связанным с числами Фибоначчи.

2. Гиперболические числа и их матричные представления

В абстрактной алгебре гиперболическое число записывается в виде $z = x + yj$, где x и y являются вещественными коэффициентами, а j представляет собой мнимую единицу, которая не равна ± 1 , но квадрат которой равен $+1$: $j^2 = +1$ [16]. Совокупность всех гиперболических чисел образует алгебру над полем действительных чисел и находится на гиперболической плоскости. Эта алгебра содержит делители нуля. Сложение и умножение гиперболических чисел определяются выражениями (1):

$$(x + yj) + (u + vj) = (x + u) + (y + v)j \quad (x + yj)(u + vj) = (xu + yv) + (xv + yu)j \quad (1)$$

Гиперболическое число $z = x + yj$ имеет матричную форму представления в виде бисимметричной матрицы: $[x, y; y, x] = x * [1, 0; 0, 1] + y * [0, 1; 1, 0]$, где $[1, 0; 0, 1]$ - единичная матрица, представляющая действительную единицу, а матрица $[0, 1; 1, 0]$ представляет мнимую базовую единицу. Если $x^2 - y^2 = 1$, то матрица $[x, y; y, x]$ определяет гиперболические повороты, известные в специальной теории относительности как преобразования Лоренца. Гиперболические повороты обычно выражаются симметричной матрицей (2) через гиперболический косинус «cosh» и гиперболический синус «sinh», поскольку $\cosh^2 x - \sinh^2 x = 1$ [17]:

$$\begin{vmatrix} \cosh x & \sinh x \\ \sinh x & \cosh x \end{vmatrix} \quad (2)$$

Бисимметричные матрицы, которые представляют гиперболические числа, имеют действительные собственные значения и ортогональные собственные векторы (что отличает их от несимметричных матричных представлений комплексных чисел). Можно напомнить, что симметричные матрицы составляют основу теории резонансов колебательных систем со многими степенями свободы, а также являются метрическими тензорами с точки зрения римановой геометрии. Числа Фибоначчи F_n образуют аддитивную последовательность, в которой каждое число является суммой двух предыдущих: $F_n = F_{n-1} + F_{n-2}$ (Таблица 1).

Таблица 1. Ряд Фибоначчи

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	...
F_n	1	1	2	3	5	8	13	21	34	55	...

Числа Фибоначчи тесно связаны с золотым отношением $\varphi = (1 + 5^{0.5})/2 = 1,618... .$ Формула Бине (3) выражает n -е число Фибоначчи через n и золотое сечение и подразумевает, что отношение двух последовательных чисел Фибоначчи стремится к золотому отношению при увеличении n :

$$F_n = \frac{\varphi^n - (-\varphi)^{-n}}{\varphi - (-\varphi)^{-1}} \quad (3)$$

В биологии давно известно, что, например, во многих растительных объектах спиральное расположение их биоорганизмов образует упорядоченные узоры (побеги растений и деревьев, семена в головках подсолнухов, чешуйки хвойных шишек и ананасов и т. Д.) , Эти закономерности определяются перекрывающимися левыми и правыми ориентированными спиральными линиями - парастихами. Для характеристики филлотаксиса таких ботанических объектов обычно указывают два параметра: количество левых спиралей и количество правых спиралей, которые наблюдаются на поверхности объектов филлотаксиса. Филлотаксис структур с такими паттернами описывается соотношениями соседних чисел Фибоначчи [8, 14, 15, 18]:

$$F_{n+1}/F_n : 2/1, 3/2, 5/3, 8/5, 13/8, 21/13, 34/21, 55/34, ... \quad (4)$$

$$(F_{n+1}/F_n) \rightarrow (F_{n+2}/F_{n+1}): 2/1 \rightarrow 3/2 \rightarrow 5/3 \rightarrow 8/5 \rightarrow 13/8 \rightarrow 21/13 ... \quad (5)$$

Последовательность (4) называется «парастихной последовательностью» [8, 18]. Кажется естественным использовать 2-мерные гиперболические числа для моделирования этих 2-параметрических паттернов в объектах филлотаксиса и их онтогенетических преобразованиях. В этом подходе, предлагаемом нами, последовательность (4) отношений филлотаксиса преобразуется в аддитивные последовательности (6, 7), отражающие линейные обозначения соответствующих гиперболических чисел и их матричные

представления (мы называем последовательности (6, 7) парастихными последовательностями гиперболических чисел и их матричных представлений):

$$F_{n+1} + F_n j: 2 + j, 3 + 2j, 5 + 3j, 8 + 5j, 13 + 8j, 21 + 13j, 34 + 21j, \dots \quad (6)$$

$$\left\| \begin{matrix} F_{n+1} & F_n \\ F_n & F_{n+1} \end{matrix} \right\|: \left\| \begin{matrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 3 & 2 \\ 2 & 3 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 5 & 3 \\ 3 & 5 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 8 & 5 \\ 5 & 8 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 13 & 8 \\ 8 & 13 \end{matrix} \right\|, \dots \quad (7)$$

В этом подходе для определения гиперболического числа $u + jv$, которое преобразует гиперболическое число $F_{n+1} + jF_n$ в соседнее гиперболическое число $F_{n+2} + jF_{n+1}$ из последовательности (6), следующее уравнение (8) должно быть решено:

$$(F_{n+1} + F_n j)(u + vj) = F_{n+2} + F_{n+1} j \quad (8)$$

Решение этого уравнения (8) дает следующие выражения (9) для коэффициентов искомого гиперболического числа $u + jv$:

$$u = \frac{F_{n+1}}{F_n} + \frac{(-1)^{n+1} F_{n-1}}{F_n(F_n^2 - F_{n-1}^2)}, v = \frac{(-1)^n}{F_n^2 - F_{n-1}^2} \quad (9)$$

При таких коэффициентах (9) имеет место соотношение $u^2 - v^2 \neq 1$ и соответствующая матрица $\begin{bmatrix} u & v \\ v & u \end{bmatrix}$ не является матрицей гиперболического поворота в смысле выражения (2). Но эта матрица может быть переписана в форме (10), где матрица гиперболического поворота имеет множитель $(u^2 - v^2)^{0.5}$:

$$\left\| \begin{matrix} u & v \\ v & u \end{matrix} \right\| = \sqrt{u^2 - v^2} \left\| \begin{matrix} u(u^2 - v^2)^{-1/2} & v(u^2 - v^2)^{-1/2} \\ v(u^2 - v^2)^{-1/2} & u(u^2 - v^2)^{-1/2} \end{matrix} \right\| \quad (10)$$

Теперь опишем результаты нашего исследования собственных значений симметричных матриц в парастихной последовательности (7). Каждая из этих матриц $[F_{n+1}, F_n; F_n, F_{n+1}]$ имеет два собственных значения, которые равны снова двум числам Фибоначчи: F_{n+2} and F_{n-1} . Можно отметить, что эти собственные значения являются суммой и разностью чисел Фибоначчи в исходном гиперболическом числе $F_{n+1} + jF_n$ поскольку $F_{n+2} = F_{n+1} + F_n$ и $F_{n-1} = F_{n+1} - F_n$. Отношения F_{n+2}/F_{n-1} таких собственных значений определяют новую последовательность (11), члены которой стремятся к величине φ^3 при возрастании n :

$$F_{n+2}/F_{n-1}: 3/1, 5/1, 8/2, 13/3, 21/5, 34/8, 55/13, \dots \quad (11)$$

По аналогии с выражениями (4, 6, 7) такая пара собственных значений F_{n+2} и F_{n-1} может рассматриваться как пара коэффициентов нового гиперболического числа $F_{n+2} + jF_{n-1}$. В этом случае последовательность отношений (11) трансформируется в аддитивные последовательности (12, 13), выражающие линейную запись соответствующих гиперболических чисел и их матричных представлений:

$$F_{n+2} + F_{n-1} j: 3 + j, 5 + j, 8 + 2j, 13 + 3j, 21 + 5j, 34 + 8j, 55 + 13j, \dots \quad (12)$$

$$\left\| \begin{matrix} F_{n+2} & F_{n-1} \\ F_{n-1} & F_{n+2} \end{matrix} \right\|: \left\| \begin{matrix} 3 & 1 \\ 1 & 3 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 5 & 1 \\ 1 & 5 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 8 & 2 \\ 2 & 8 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 13 & 3 \\ 3 & 13 \end{matrix} \right\|, \left\| \begin{matrix} 21 & 5 \\ 5 & 21 \end{matrix} \right\|, \dots \quad (13)$$

Каждая из симметричных матриц $[F_{n+2}, F_{n-1}; F_{n-1}, F_{n+2}]$ последовательности (13) имеет два собственных значения, которые опять равны двум числам Фибоначчи, умноженным на коэффициент 2 (удвоенные числа Фибоначчи): $2F_{n+1}$ и $2F_n$. Отношения $2F_{n+1}/2F_n$ таких собственных значений образуют последовательность, которая идентична исходной парастихной последовательности (4). При использовании формулы Бине (3) все члены этих последовательностей могут быть дополнительно выражены через золотое отношение φ в целых степенях.

Эта процедура анализа собственных значений новых и новых последовательностей симметричных матриц, представляющих гиперболические числа по аналогии с последовательностями (6, 7, 12, 13), может повторяться как угодно многократно с получением иерархии собственных значений матриц, базирующихся на числах Фибоначчи, величины которых удваиваются на соответствующих шагах итеративной процедуры. Следует подчеркнуть следующее. В отличие от традиционной аддитивной последовательности одномерных чисел Фибоначчи, мы вводим в рассмотрение аддитивные последовательности двумерных гиперболических чисел и аддитивные последовательности (2*2)-матриц, представляющих эти числа и определяющих дополнительные аддитивные серии собственных значений этих матриц (6, 7, 12, 13). Насколько нам известно, подобные фибоначчивы последовательности двумерных чисел никогда не описывались в литературе, а потому они могут рассматриваться в качестве новых в обширных и содержательных областях изучения и применения чисел Фибоначчи. Аналогичные результаты получены нами при введении и рассмотрении аддитивных последовательностей двумерных гиперболических чисел Люка вместе с аддитивными сериями их матричных представлений, которые определяют аддитивные последовательности собственных значений этих симметричных матриц. Здесь можно напомнить, что одномерные числа Люка образуют последовательность $L_{n+2} = L_n + L_{n+1}$: 2, 1, 3, 4, 7, 11, 18, ... , которая также известна в законах филлотаксиса [8, 9]. Изучение аддитивных серий комплексных чисел с коэффициентами в виде чисел Фибоначчи, а также их известных представлений в форме несимметричных матриц также дает интересные аддитивные серии их собственных значений, но в виде комплексных чисел. Следует отметить, что изучение собственных значений симметричных матриц имеет особый смысл в силу того факта, что в теории колебаний симметричные матрицы служат матричными представлениями колебательных систем со многими степенями свободы. Более того, собственные значения таких матриц сопряжены с резонансными частотами подобных колебательных систем. Наш описанный подход к моделированию наследуемых филлотаксисных феноменов с их фибоначчивыми отношениями, представляемыми бисимметричными матрицами и их собственными значениями, важен, в частности, для развития генетической биомеханики с ее концепцией мульти-резонансной генетики, которая связывает структурные особенности молекулярно-генетических систем с резонансами колебательных систем со многими степенями свободы [19].

3 Гиперболические числа и закон Вебера-Фехнера

Для организма как целостной сущности выгодно иметь одинаковые типовые алгоритмы обработки информации на разных уровнях его функциональной организации для координации деятельности его частей. По этой причине мы изучаем возможности моделирования различных наследуемых биологических феноменов на общей основе гиперболических чисел и их алгебраических расширений. Данный параграф посвящен основному психофизическому закону Вебера-Фехнера и его структурной связи через гиперболические числа с явлениями филлотаксиса. Наследуемый из поколения в поколение закон Вебера-Фехнера гласит, что интенсивность сенсорного восприятия пропорциональна логарифму интенсивности физического стимула, что выражается уравнением (14):

$$p = k \ln \frac{x}{x_0} = k(\ln x - \ln x_0) \quad (14)$$

где p – интенсивность восприятия, x – интенсивность стимула, x_0 – пороговое значение стимула, \ln – натуральный логарифм, k – весовой коэффициент, специфичный для того или иного сенсорного канала. Как известно, различные виды наследуемого сенсорного восприятия подчиняются данному закону: зрение, слух, обоняние, осязание, вкус и т.д. Из-за этого закона сила звука в физике и инженерных технологиях измеряется в логарифмической шкале в децибелах.

Можно предположить, что врожденный закон Вебера-Фехнера определяется и возникает на уровне свойств нервной системы. Но это не так, поскольку его значение гораздо шире и он справедлив для многих видов низших организмов, не имеющих нервной системы: «этот закон применим к хемотропическим, гелиотропическим и геотропическим движениям бактерий, грибов и антерозоидов папоротников, мхов и фанерогов Поэтому закон Вебера-Фехнера - это не закон нервной системы и ее центров, а закон протоплазмы в целом и ее способности реагировать на раздражители» [20, с. 126].

Покажем, что гиперболические числа связаны с законом Вебера-Фехнера, который основан на натуральном логарифме (14). Исторически натуральный логарифм ранее назывался гиперболическим логарифмом, так как он соответствует площади под гиперболой [21, 22]. История гиперболических логарифмов описана, например, в книге [21]. Как известно, натуральный логарифм может быть определен для любого положительного действительного числа «а» как площадь под гиперболой $y = 1/x$ от 1 до а (рис. 1, слева). Это означает, что две точки гиперболы с их координатами $(x, 1/x)$ и $(x_0, 1/x_0)$, где $x > 1$ и $x_0 > 1$, определяют значения натуральных логарифмов $\ln(x)$ и $\ln(x_0)$. Разность $\ln(x) - \ln(x_0) = \ln(x/x_0)$ выражает интенсивность восприятия p в выражении (14) закона Вебера – Фехнера (Рис. 1, справа).

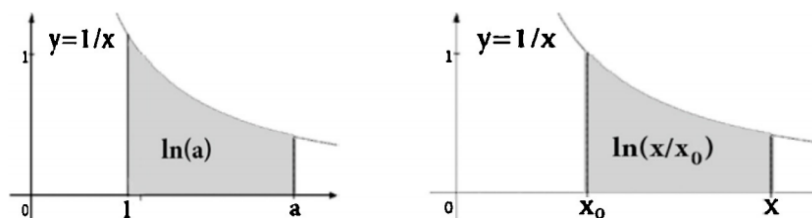


Рис. 1 Натуральный логарифм как площадь под гиперболой $y = 1/x$. Слева: $\ln(a)$ равен площади под гиперболой от 1 до а. Справа: $\ln(x/x_0)$ равен площади под гиперболой от x_0 до x .

Плоскость гиперболы $y=1/x$ может естественно рассматриваться как плоскость гиперболических чисел, на которой точки $(x, 1/x)$ и $(x_0, 1/x_0)$ данной гиперболы определяются гиперболическими числами $x+j*1/x$ и x_0+j*1/x_0 . С точки зрения выражения (14) закона Вебера-Фехнера, любая трансформация интенсивности стимула x ($x > x_0$) в новую величину x_2 ($x_2 > x_0$) соответствует трансформации гиперболического числа $x+j*1/x$ в новое гиперболическое число x_2+j*1/x_2 на той же гиперболе $y=1/x$ посредством умножения первого гиперболического числа на другое гиперболическое число $u+jv$, то есть $(x+j*1/x)(u+jv)=x_2+j*1/x_2$, где $u=(x_2^2x^3-x)/(x_2(x^4-1))$, $v=x(x_2^2-x^2)/(x_2(1-x^4))$.

Этот анализ свидетельствует в пользу того, что наше сенсорное восприятие подчиняется тем же структурным принципам, что и морфогенез с его законами филлотаксиса, и что эти принципы могут эффективно моделироваться на основе гиперболических чисел.

4. Заключительные замечания

Развитие математического естествознания основано на использовании определенных математических инструментов. Математические инструменты теоретического исследования можно сравнить с очками для человека с нарушениями зрения: адекватные очки дают человеку ясную и красивую картину реальности, которая ранее виделась ему размытой и затуманенной. Данная статья привлекает внимание исследователей интересными особенностями аддитивных последовательностей 2-мерных гиперболических чисел, имеющих координаты Фибоначчи. Эти многомерные числа могут быть использованы для моделирования некоторых биологических структур, включая явления филлотаксиса.

В отличие от традиционного исследования последовательностей чисел Фибоначчи в рамках одномерных действительных чисел, исследование гиперболических чисел с

координатами Фибоначчи, предложенное нами, дополнительно вводит важные математические объекты: собственные значения и собственные векторы матричных представлений гиперболических чисел.

Матричная форма представления гиперболических чисел заслуживает особого внимания по следующим причинам:

1) Эта форма представления основана на симметричных матрицах, которые тесно связаны с теорией резонансов колебательных систем со многими степенями свободы, а также с решетками Пеннетта из менделеевской генетики наследования признаков в живых организмах [19, 23];

2) Эти симметричные матрицы можно интерпретировать как метрические тензоры, которые являются основными инвариантами в римановой геометрии и которые могут быть использованы в теории морфо-резонансного морфогенеза [9, 10, 19];

3) Эти симметричные матрицы связаны с гиперболическими поворотами, которые являются частными случаями гиперболических чисел и связаны с теорией законов филлотаксиса, с «локомоторной теорией относительности» в сфере проблем управления локомоцией [24], а также с преобразованиями Лоренца в специальной теории относительности;

4) Данные симметричные матрицы связаны с теорией солитонов уравнения синус-Гордона. Эти известные солитоны являются единственным релятивистским типом солитонов; они были выдвинуты на роль основного типа солитонов живой материи в книге [25].

Предложенный подход связывает числа Фибоначчи с многомерными гиперболическими числами. Это расширяет современные возможности построения новых приложений и теорий на основе чисел Фибоначчи и матричных представлений гиперболических чисел. Одним из интересных направлений является применение гиперболических чисел с координатами Фибоначчи в обобщенной кристаллографии, генетической биомеханике, биохимической эстетике, генологическом кодировании и квантовой информатике [9, 26-34].

Литература

1. Harizanov V.S. Review of Yuri V. Matiyasevich, Hilbert's Tenth Problem. *Modern Logic*, v. 5 (3), pp. 345–355(1995).
2. Stakhov A.P. *The Mathematics of Harmony. From Euclid to Contemporary Mathematics and Computer Science*. New Jersey, World Scientific (2009).
3. Brasch T. von, Byström J., Lystad L.P. [Optimal Control and the Fibonacci Sequence](https://doi.org/10.1007/s10957-012-0061-2). *Journal of Optimization Theory and Applications*, v. 154 (3): pp. 857–78, (2012). doi:10.1007/s10957-012-0061-2.
4. Barker E., Barker W., Burr W., Polk W., Smid M. Recommendation for Key Management. *NIST Special Publication 800-57*. NIST (July 2012).
5. Mike Cohn. *Agile Estimating and Planning*. Prentice Hall PTR (2005). ISBN 978-0-13-147941-8.
6. Klavžar S. Structure of Fibonacci cubes: a survey. *IMFM Preprint Series*, Ljubljana, Slovenia: Institute of Mathematics, Physics and Mechanics, 49 (1150) (2011).
7. Aspray T. Fibonacci analysis – Master the basics. *Forbes* (13 August 2011). <https://www.forbes.com/sites/tomaspray/2011/08/13/fibonacci-analysis-master-the-basics/>
8. Jean R. Phyllotaxis. *A systemic study in plant morphogenesis*. Cambridge Univ. Press (2006).
9. Petoukhov S.V. *Matrix genetics, algebras of genetic code, noise immunity*. Moscow, RCD (2008) (in Russian).
10. Petoukhov S.V., He M. *Symmetrical Analysis Techniques for Genetic Systems and Bioinformatics: Advanced Patterns and Applications*, IGI Global, USA (2010).

11. Olsen Sc. *The Golden Section: Nature's Greatest Secret*. Bloomsbury USA (2006). ISBN-10: 0802715397, ISBN-13: 978-0802715395.
12. Gsponer A., Hurni J.-P., 2008. Quaternions in mathematical physics (2): Analytical bibliography, <http://arxiv.org/abs/math-ph/0511092>, 3th version from 6 July 2008.
13. Vernadsky V.I. *The chemical structure of the biosphere and its environment*. Moscow, Nauka (1965) (in Russian).
14. Bodnar O.Ya. Geometry of phyllotaxis. *Reports of the Academy of Sciences of Ukraine*, №9, pp. 9-15 (1992).
15. Bodnar O.Ya. *Golden Ratio and Non-Euclidean Geometry in Nature and Art*. Lviv: Publishing House "Sweet" (1994).
16. Kantor I.L., Solodovnikov A.S. *Hypercomplex numbers*. Berlin, New York: Springer-Verlag (1989). ISBN 978-0-387-96980-0.
17. Collins Concise Dictionary, 4th edition, HarperCollins, Glasgow (1999). ISBN 0004722574.
18. Petoukhov S.V. *Biomechanics, bionics and symmetry*. Moscow, Nauka, 1981.
19. Petoukhov S.V. The system-resonance approach in modeling genetic structures. *Biosystems*, v. 139, p. 1-11 (January 2016).
20. Shults E. The organism as a creativity. In the book "*Questions of theory and psychology of creativity*" ("*Voprosy teorii i psikhologii tvorchestva*"), Russia, Kharkov, vol.7, p. 108-190 (1916) (in Russian).
21. Klein F. *Elementary Mathematics from an Advanced Standpoint: Arithmetic, Algebra, Analysis*. London: Dover Publications (2004)
22. Shervatov V.G. *Hyperbolic functions*. Moscow, GITTL (1954).
23. Petoukhov S.V. Matrix genetics and algebraic properties of the multi-level system of genetic alphabets. *Neuroquantology*, v. 9, №4, p. 60-81 (2011).
24. Smolyaninov V.V. Spatio-temporal problems of locomotion control. *Uspekhi Fizicheskikh Nauk*, v. 170, N 10, pp. 1063–1128 (2000), DOI: <https://doi.org/10.3367/UFNr.0170.200010b.1063>.
25. Petoukhov S.V. *Biosolitons*. Moscow: GP Kimrskaya tipographia, 288p. (1999).
26. Hu Z.B., Petoukhov S.V. Generalized crystallography, the genetic system and biochemical esthetics. *Structural Chemistry*, v. 28, №1, pp. 239-247 (2017), doi:10.1007/s11224-016-0880-0.
27. Shnoll S Physical-chemical factors of biological evolution. [in Russian, «Fiziko-himicheskie factory biologicheskoy evolutsii»]. Moscow, Nauka, 263 p. (1979).
28. Petoukhov S.V., Svirin V.I., Khazina L.V. Bionics of Spiral Structures. - *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, Vol. 44, No. 3, pp. 249–25, 2015.
29. Petoukhov S., Petukhova E., Hazina L., Stepanyan I., Svirin V., Silova T. (2018) The Genetic Coding, United-Hypercomplex Numbers and Artificial Intelligence. In: Hu Z., Petoukhov S., He M. (eds) *Advances in Artificial Systems for Medicine and Education. AIMEE 2017. Advances in Intelligent Systems and Computing*, vol 658, pp. 2-13. Springer, Cham; DOI https://doi.org/10.1007/978-3-319-67349-3_1.
30. Петухов С.В., Петухова Е.С., Свирин В.И. Генетическая биомеханика, симметрии длинных ДНК-текстов и квантовая информатика. - МИКМУС-2017, 6-8.12.2017. XXIX конференция молодых ученых и студентов “Машиноведение и инновации”. Сборник Трудов. С. 239-241. М., Изд-во ИМАШ РАН, 2018, 479 с.
31. Петухов С.В., Петухова Е.С., Свирин В.И. Генетические алфавиты, унитарные матрицы и квантово-алгоритмическая генетика. - *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 489, p. 350-354 (2019), МИКМУС-2018, 012048 IOP Publishing doi:10.1088/1757-899X/489/1/012048.
32. Petoukhov S., Petukhova E., Svirin V. (2019) New Symmetries and Fractal-Like Structures in the Genetic Coding System. In: Hu Z., Petoukhov S., Dychka I., He M. (eds) *Advances in Computer Science for Engineering and Education. ICCSEEA 2018*. P. 588-600.

Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 754. Springer, Cham, DOI: https://doi.org/10.1007/978-3-319-91008-6_59

33. Petoukhov S., Petukhova E., Svirin V. (2020). On Symmetries Inside Complete Sets of Chromosomes. In: Hu Z., Petoukhov S., Dychka I., He M. (eds). Advances in Computer Science for Engineering and Education II. pp 544-554, ICCSEEA 2019. Advances in Intelligent Systems and Computing, vol 938. Springer, Cham .

34. Petoukhov S.V., Petukhova E.S., Svirin V.I. Symmetries of DNA alphabets and quantum informational formalisms. - *Symmetry: Culture and Science*, Vol. 30, No. 2, 161-179, 2019 https://doi.org/10.26830/symmetry_2019_2_161

**ОЦЕНКА ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ СИЛ НА ИМПЕЛЛЕРЕ
ОСЕВОГО НАСОСА ВСПОМОГАТЕЛЬНОГО КРОВООБРАЩЕНИЯ
С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДОВ ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОЙ
ГИДРОДИНАМИКИ**

*EVALUATION OF HYDRODYNAMIC FORCES ON THE IMPELLER OF AN
AXIAL BLOOD PUMP USING COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS*

Скорюков¹ С.В. – асп., Киселёв¹ В.В. – магистрант,
Крупнин^{1,2} А.Е. – асп., инж.-исследователь, Банин² Е.П. – инж.-исследователь,
Гуськов^{1,3} А.М. – д.т.н., проф., Сорокин¹ Ф.Д. – д.т.н., проф.

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

²НИЦ «Курчатовский институт», Москва, Россия

³ИМАШ им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

ssv500@yandex.ru

Abstract. The work is aimed at determining the hydrodynamic forces and moments acting on the impeller of the axial blood pump using computational fluid dynamics (CFD). ANSYS CFX software was used for this purpose. The problem solved as steady state with k - ϵ turbulence. Blood is considered as a Newtonian fluid with constant dynamic viscosity value of 0.00345 Pa·s for ranges of angular impeller velocities (6000 – 15000 rpm) and volume flow rates (1 - 6 l/min). Radial force and torque diagrams were plotted as the result of the numerical experiment.

Key words: axial blood pump, computational fluid dynamics (CFD), hydrodynamic forces, active magnetic bearing (AMB), rotordynamics.

Аннотация. Работа нацелена на определение гидродинамических сил и моментов, действующих на импеллер осевого насоса вспомогательного кровообращения с применением методов вычислительной гидродинамики (CFD). Программный комплекс ANSYS CFX был использован для этой цели. Задача течения крови решена в стационарной постановке с использованием модели турбулентности k - ϵ . Кровь рассмотрена как ньютоновская жидкость с постоянным значением динамической вязкости 0,00345 Па·с для диапазона скоростей вращения импеллера (6000 – 15000 об/мин) и объемных расходов крови (1 – 6 л/мин). Зависимости гидродинамических сил и крутящего момента были построены по результатам численного эксперимента.

Ключевые слова: осевой насос вспомогательного кровообращения, вычислительная гидродинамика, гидродинамические силы, активный магнитный подшипник (АМП), роторная динамика.

Введение

Насосы вспомогательного кровообращения (НВК) широко применяются в терапии сердечной недостаточности терминальной стадии. Современные НВК используют магнитный подвес рабочего колеса (импеллера) вместо традиционных подшипниковых узлов скольжения. Благодаря этому в конструкциях НВК третьего поколения отсутствует пара трения «импеллер-подшипник», которая в устройствах второго поколения является одной из причин травмы крови – гемолиза. Наиболее распространено деление типов магнитного подвеса на пассивный и активный. Действие подвеса пассивного типа основано на взаимодействии магнитных полей постоянных магнитов. Поскольку система только на пассивном подвесе не может быть устойчивой [1], её применяют совместно с активными магнитными подшипниками (АМП) [2]. Магнитный подвес должен обладать достаточной нагрузочной способностью, а также обеспечивать требуемую динамику импеллера [3]. Для проектирования магнитного подвеса необходимо знать

гидродинамические силы, действующие на импеллер НВК в условиях набегающего потока крови. Данную оценку можно провести численно с использованием методов CFD.

В работах [2, 4, 8, 11] проведены численные и экспериментальные оценки гидравлических сил, действующих на импеллер центробежных НВК разных конструкций на разных рабочих режимах. Исследования показали, что радиальная сила изменяется в диапазоне от 0,07 Н до 2,5 Н в зависимости от режима работы и конструктивных особенностей. Диапазон изменения осевой силы на для центробежных НВК составил 0,5 Н – 5 Н. Для конструкций НВК осевого типа также проведен ряд численных и натурных исследований по определению гидравлических сил [7, 9, 10]. Так, диапазон изменения осевых сил составил 0,4 Н – 7,5 Н в зависимости от режима работы и конструкции НВК. Для данных конструкций величины и зависимости радиальных сил не приводятся, однако, указывается, что их значения на несколько порядков меньше осевых. Тем не менее, для управления импеллером НВК на магнитном подвесе и обеспечения его устойчивости при работе важно знать изменение радиальных сил в зависимости от режима работы. Анализ источников также выявил недостаточное освещение вопроса оценки крутящего момента на импеллере НВК, который позволяет оценить потребляемую устройством мощность. Настоящая работа посвящена определению осевых и радиальных сил, а также крутящего момента на импеллере осевого НВК на разных рабочих режимах с применением методов вычислительной гидродинамики. Данные, полученные в ходе исследования, будут использованы при проектировании электромеханической части насоса.

Подготовка модели

Модель осевого НВК с основными размерами представлена на рис. 1. НВК состоит из спрямляющего аппарата с пятью лопатками (рис. 1, поз. 1), импеллера с двумя лопатками (рис. 1, поз. 2) и выходного аппарата (диффузора) с тремя лопатками (рис. 1, поз. 3).

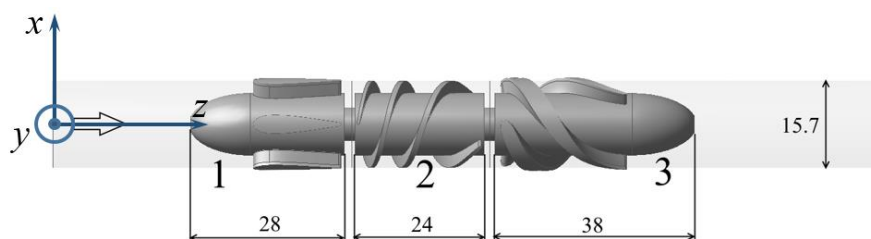


Рис.1. Геометрия проточной части

Зазор между стенками кожуха и лопатками импеллера – 0,5 мм. Моделирование гидродинамики проводилось в пакете ANSYS CFX. В качестве модели турбулентности использовалась модель $k-\epsilon$ [5]. Кровь предполагалась однофазной жидкостью постоянными параметрами вязкости и плотности. Динамическая вязкость крови $\mu = 0,00345$ Па·с, что соответствует экспериментальным данным при скоростях сдвига, больших 100 с^{-1} , плотность крови $\rho = 1050 \text{ кг/м}^3$ [7]. Задача решалась в стационарной постановке. В качестве граничных условий на входе в проточную часть задавалось нулевое статическое давление, на выходе – массовый расход, на стенках – нулевая абсолютная скорость в неподвижной системе координат (спрямляющий аппарат и диффузор) и нулевая относительная скорость (импеллер). Неподвижные области спрямляющего аппарата и диффузора стыковались с подвижной областью импеллера через интерфейс Frozen Rotor. Гидродинамические силы и крутящий момент определялись для каждой расчетной точки, заданной значением скорости вращения ротора в диапазоне от 6000 об/мин до 15000 об/мин и объемным расходом в диапазоне от 1 до 6 л/мин. Количество тетраэдрических элементов расчетной сетки составило 2924337, узлов – 797693. Для адекватного описания ламинарного течения крови в пристеночных областях

было использовано дополнительное разбиение на 7 слоев. Сходимость задачи достигалась в пределах 100 итераций и характеризовалась достижением значений невязок, равных 10^{-5} .

Результаты и выводы

На основе серии расчётов были получены значения перепада давления Δp , гидродинамических сил F_x , F_y , F_z , и крутящего момента M_z . Радиальная сила определялась из соотношения:

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}.$$

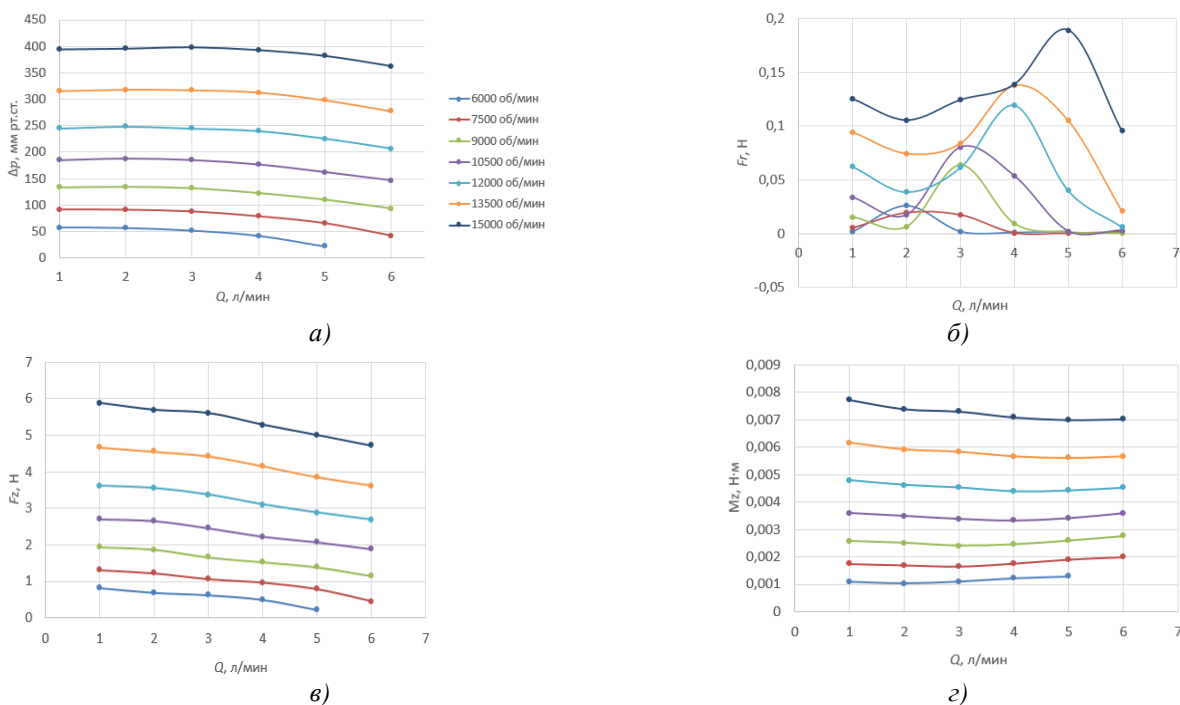


Рис. 5. Зависимости рассчитанных гидродинамических величин от изменения расхода: а) – расходно-напорные характеристики, б) – радиальная сила F_r , в) – осевая сила F_z , г) – крутящий момент M_z

Величины радиальных сил F_r на всём диапазоне изменения расходов и скоростей вращения на порядок меньше величин осевых сил F_z , что видно из графиков на рис. 2б и рис. 2в. Такое преобладание осевой силы над радиальной объясняется центральным несмещённым положением импеллера при моделировании процесса перекачивания крови. В то же время, количественно и качественно результаты исследования согласуются с работами исследователей по данной тематике. С увеличением расхода наблюдалось уменьшение осевой силы (рис. 2в), в то же время величина крутящего момента при изменении расхода оставалась практически неизменной (рис. 2г), что коррелирует с видом расходно-напорных характеристик на рис. 2а. Кривые радиальных сил на рис. 2б имеют пики нагрузок, смещенные в сторону больших расходов при увеличении скорости вращения. Рис. 3 показывает, что с ростом напора происходит приближенный к линейному рост осевой силы, притом линейность сохраняется с повышением скорости вращения импеллера.

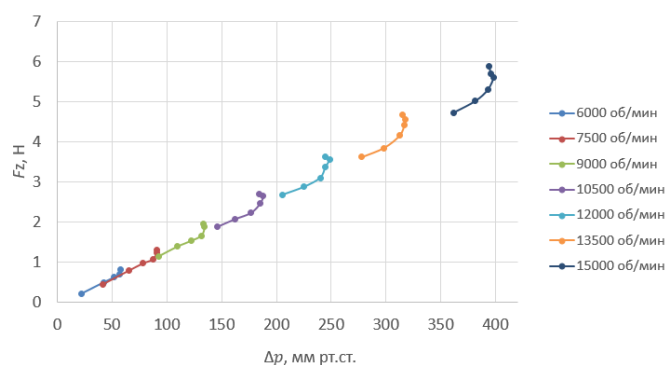


Рис. 6. Зависимость гидродинамической осевой силы F_z от напора для ряда скоростей вращения

В работе были численно оценены гидродинамические нагрузки, действующие на импеллер осевого НВК. Впервые для осевых НВК построены зависимости радиальной силы для разных режимов работы. Полученные результаты позволят более точно смоделировать динамику импеллера, указать границы устойчивости механической системы.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-31-90051

Литература

1. Журавлёв Ю.Н. Активные магнитные подшипники: теория, расчёт, применение. СПб: Политехника, 2003. 206 р.
2. Boehning F. et al. Evaluation of Hydraulic Radial Forces on the Impeller by the Volute in a Centrifugal Rotary Blood Pump // Artif. Organs. 2011. Vol. 35. P. 818–825.
3. Moazami, Nader & Fukamachi, Kiyotaka & Kobayashi, Mariko & Smedira, Nicholas & Hoercher, Katherine & Massiello, Alex & Lee, Sangjin & Horvath, David & Starling, Randall. (2013). Axial and centrifugal continuous-flow rotary pumps: A translation from pump mechanics to clinical practice. The Journal of heart and lung transplantation: the official publication of the International Society for Heart Transplantation. 32. 1-11. 10.1016/j.healun.2012.10.001.
4. Graefe, Roland & Timms, Daniel & Boehning, Fiete & Schmitz-Rode, Thomas & Steinseifer, Ulrich. (2010). Investigation of the Influence of Volute Design on Journal Bearing Bias Force Using Computational Fluid Dynamics. Artificial organs. 34. 760-5. 10.1111/j.1525-1594.2010.01100.x.
5. Versteeg H.K., Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. Pearson Education, 2007.
6. Su B. et al. Evaluation of the impeller shroud performance of an axial flow ventricular assist device using computational fluid dynamics //Artificial organs. 2010. Vol. 34. № 9. PP. 745-759.
7. Throckmorton A. L. et al. Fluid force predictions and experimental measurements for a magnetically levitated pediatric ventricular assist device //Artificial organs. – 2007. – Т. 31. – №. 5. – С. 359-368.
8. Timms D. et al. Evaluation of left ventricular assist device performance and hydraulic force in a complete mock circulation loop //Artificial organs. – 2005. – Т. 29. – №. 7. – С. 573-580.
9. Untaroiu A. et al. Numerical and experimental analysis of an axial flow left ventricular assist device: the influence of the diffuser on overall pump performance //Artificial organs. – 2005. – Т. 29. – №. 7. – С. 581-591.
10. Untaroiu A. et al. Computational design and experimental testing of a novel axial flow LVAD //ASAIO journal. – 2005. – Т. 51. – №. 6. – С. 702-710.
11. Zhu L. et al. Optimization of a passively suspended injection impeller for Left ventricular assist device //Technology and Health Care. – 2017. – Т. 25. – №. S1. – С. 317-324.

**КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ
НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНОГО
ЭНДОПРОТЕЗА ТАЗОБЕДРЕННОГО СУСТАВА**
*COMPUTER MODELING AND ANALYSIS OF STRESS STATE
OF THE INDIVIDUAL HIP JOINT ENDOPROSTHESIS*

Соловьев¹ Д.О. – магистрант, Маслов^{1,2} Л.Б. – д.ф.-м.н., доцент,

Маслова¹ И.Л. – магистрант, Суркова¹ П.В. – магистрант,

Жмайло² М.А. – ведущий инженер, Коваленко³ А.Н. – к.м.н., с.н.с.

¹Ивановский государственный энергетический университет

²Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

³Российский НИИ травматологии и ортопедии им. Р.Р. Вредена

solovjevdima777@gmail.com

Abstract. The paper is devoted to the biomechanical assessment of the workability of an individual hip joint endoprosthesis. Finite element models of the pelvic bone and implant were developed. The results of a static strength calculation of the vertical standing of the patient in the postoperative period are obtained. As recommendations, optimization of the location and number of screws used in order to create a more uniform stress distribution is proposed.

Key words: hip joint, individual implant, stress-strain state, finite element method.

Аннотация. Работа посвящена биомеханической оценке работоспособности индивидуального эндопротеза тазобедренного сустава. Разработаны конечно-элементные модели тазовой кости и имплантата. Получены результаты статического прочностного расчета двухопорного стояния пациента в послеоперационный период. В качестве рекомендации предложена оптимизация расположения и количества используемых винтов с целью создания более равномерного распределения напряжений.

Ключевые слова: тазобедренный сустав, индивидуальный имплантат, напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов.

Введение

Число пациентов, страдающих деформирующим артрозом суставов, неуклонно растет. В мире 10–40 человек из 1000 страдают артрозом крупных суставов нижних конечностей [2]. При первичной операции по причине артроза тазобедренного сустава устанавливается стандартный имплантат определенного типоразмера и формы. Однако в 20% случаев повторно выполняются дополнительные ревизионные вмешательства [4]. При этом каждое последующее ревизионное вмешательство у одного пациента происходит в условиях нарастающего дефицита кости.

В случае повторного эндопротезирования в условиях обширных дефектов возникает необходимость в проектировании индивидуальных имплантатов. При этом широко используются конструкции в виде многодырчатой гемисферической чашки с дополнительной фиксацией винтами через фланцы, прилежащие к поверхности интактной кости. В частности, в [3] оценивается эффективность использования индивидуальных трехфланцевых вертлужных компонентов, с применением аддитивных технологий компьютерного моделирования и 3D-печати.

В данной работе представлено компьютерное моделирование системы «кости таза – имплантат» и исследование ее напряженно-деформированного состояния в условиях первичной фиксации винтами.

Конечно-элементные модели

В качестве исходных данных использованы поверхностные геометрические модели эндопротеза, винтов и реконструкция костей таза, созданная на основе компьютерной

томографии пациента, проходившего лечение в ФГБУ «РНИИТО им. Р.Р. Вредена» Минздрава России. В качестве имплантата выступает индивидуальный эндопротез тазобедренного сустава, устанавливаемый пациенту в результате проведения операции по замене стандартного эндопротеза.

Конструкция тазового компонента эндопротеза состоит из ножки, которая входит непосредственно в тазовую кость, полусферической чашки и опорного фланца на подвздошную кость. В зоне контакта с костью внешний слой эндопротеза представлен пористой структурой для улучшения остеоинтеграции. Фиксация эндопротеза осуществляется с помощью стандартных медицинских винтов, удерживающих конструкцию в тазовой кости.

В исходном виде реконструкция костей таза не готова к разбиению на конечные элементы из-за большого количества несовершенств сетки. Необходимо провести работу по упрощению геометрической модели и устранению её недостатков при сохранении необходимых физиологических особенностей. При создании конечно-элементных моделей таза учтено, что кости образованы наружным слоем компактного вещества постоянной толщины 1 мм и губчатым веществом, заполняющим оставшийся внутренний объем. Полученная конечно-элементная модель системы изображена на рис. 1.

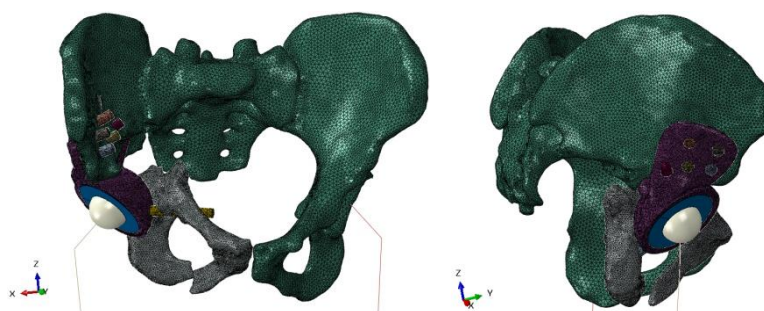


Рис.1. Конечно-элементная модель системы «скелет - эндопротез тазобедренного сустава»

Характеристики материалов

В качестве физико-механических характеристик (табл. 1) выбраны свойства, наиболее часто встречающиеся в литературе, где рассматривались подобные задачи [1]. Материалы рассматривались как сплошные с изотропными свойствами, несмотря на наличие микроструктуры костной ткани и пористой структуры титана.

Табл. 1. Физико-механические свойства материалов

Материал	Модуль упругости, МПа	Коэффициент Пуассона	Плотность, кг/мм ³	Предельное напряжение, МПа
Титановый сплав	$110 \cdot 10^3$	0,3	$4,41 \cdot 10^{-6}$	800
Кортикальная ткань	$10 \cdot 10^3$	0,3	$,47 \cdot 10^{-6}$	160
Спонгиозная ткань	$0,5 \cdot 10^3$	0,3	$0,6 \cdot 10^{-6}$	10
Полиэтилен	10^3	0,35	$0,93 \cdot 10^{-6}$	20

Граничные условия

На биомеханическую конструкцию действуют статические силы затяжки винтов и вес пациента.

В качестве наложенных кинематических граничных условий принято, что верхняя поверхность крестцового позвонка жестко закреплена. Свободный конец стержневых моделей бедренной кости закреплён с помощью скользящего шарнира вдоль продольной оси.

Нагрузки прикладываются в 2 этапа. На первом этапе происходит моделирование затяжки винтов, что подразумевает возникновение сил, стягивающих эндопротез с костями. На втором этапе к свободному концу моделей ног прикладывается сила 440 Н, эквивалентная весу в 88 кг и направленная вдоль стержневой модели; результаты затяжки винтов сохраняются с предыдущего шага (рис. 2).

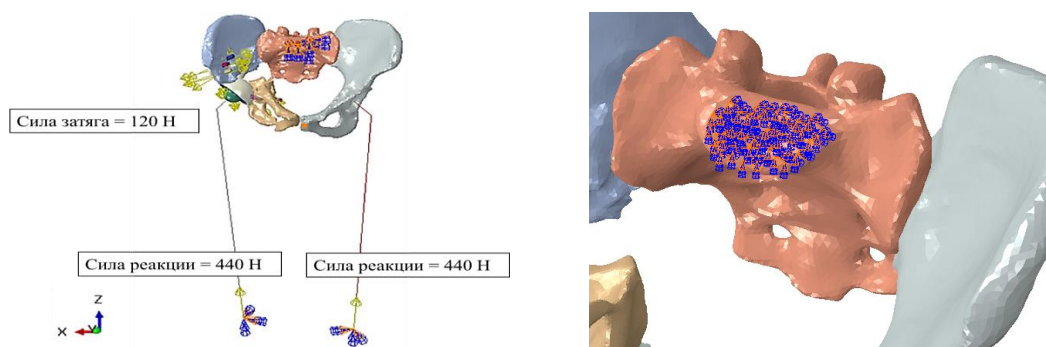


Рис.2. Кинематические и силовые граничные условия

Анализ напряженного состояния системы

По результатам анализа составлена таблица 2 для оценки величин максимальных напряжений и коэффициентов запаса прочности на двух этапах расчета.

На обоих этапах расчета максимальные напряжения в модели возникают в винтах в местах контакта с костью. Повышенные напряжения в винтах могут быть обусловлены численными ошибками, так как контакт между винтами и костью моделировался жестко, «без проскальзывания». Основное сосредоточение напряжений в эндопротезе наблюдается на кромках отверстий и в месте перехода чашки в опорный фланец. Условие прочности для компонент имплантата выполняется.

Табл. 2. Максимальные напряжения (σ) и коэффициенты запаса прочности (n) компонент модели

Компоненты сборки	Этап затяжки винтов	Этап двухопорного стояния
Верхняя часть тазовой кости (кортикальный слой)	$\sigma = 30,71$ МПа $n = 5,21$	$\sigma = 42,1$ МПа $n = 3,8$
Верхняя часть тазовой кости (спонгиозный слой)	$\sigma = 3,79$ МПа $n = 2,64$	$\sigma = 3,87$ МПа $n = 2,58$
Нижняя часть тазовой кости (кортикальный слой)	$\sigma = 37,27$ МПа $n = 4,3$	$\sigma = 48,27$ МПа $n = 3,74$
Нижняя часть тазовой кости (спонгиозный слой)	$\sigma = 22,26$ МПа Условие прочности не выполняется	$\sigma = 22,82$ МПа Условие прочности не выполняется
Винты	$\sigma = 194,6$ МПа $n = 4,11$	$\sigma = 416,7$ МПа $n = 1,92$
Эндопротез	$\sigma = 93,4$ МПа $n = 8,57$	$\sigma = 388$ МПа $n = 2,06$

В верхней части разрушенной (правой) тазовой кости (рис.3, а) наибольшие эквивалентные напряжения обнаружены на кромках отверстий. При удалении от отверстий напряжения быстро уменьшаются. Увеличение напряжений в костях на втором этапе расчета составляет не более 30%. При этом имеется достаточный запас прочности.

В кортикальном слое нижней части тазовой кости (рис.3, б) повышенные напряжения находятся на кромках отверстий и на границе со спонгиозным слоем вблизи зоны резекции. Отмечены локальные скачки напряжений в узком участке кости. В спонгиозной ткани также наблюдается концентрация напряжений в этом участке. Максимальная величина (22,82 МПа) превышает предельно допустимые значения.

Напряжения могут быть несколько завышенными ввиду не самого лучшего качества конечных элементов в этом месте. Но даже с учетом этого, значения на удалении от опасного участка сравнимы с предельными значениями и поэтому имеется большая вероятность разрушения костной ткани уже при затяжке винтов. В действительности, по словам врачей, разрушение этой части кости уже произошло. К тому же она не выполняет несущую функцию. Таким образом, основное внимание стоит уделить верхней части тазовой кости.

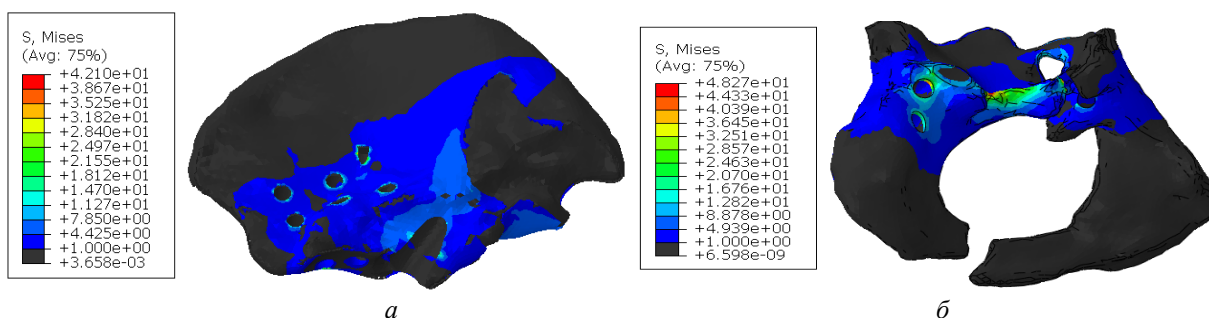


Рис.3. Интенсивность напряжений в случае двухопорного стояния: для кортикального слоя верхней части тазовой кости (а), для кортикального слоя нижней части тазовой кости (б)

Заключение

Проведена теоретическая оценка прочности индивидуального эндопротеза пациента, проходящего лечение в РНИИТО им. Р.Р. Вредена.

Анализ напряженного состояния показал, что для винтов, эндопротеза и верхней части тазовой кости имеется достаточный запас прочности. Установлено, что уже на этапе затягивания винтов наиболее опасной областью является узкий участок нижней части тазовой кости вблизи одного из винтов. В качестве рекомендации для снижения напряженно-деформированного состояния предлагается оптимизация расположения и количества используемых винтов с целью создания более равномерного распределения напряжений.

Литература

1. Боровков А.И., Маслов Л.Б., Жмайло М.А., Зелинский И.А., Войнов И.Б., Керестень И.А., Мамчиц Д.В., Тихилов Р.М., Коваленко А.Н., Билык С.С., Денисов А.О. Конечно-элементный анализ напряженно-деформированного состояния эндопротеза тазобедренного сустава при двухопорном стоянии // Рос. журн. биомех. – 2018. – Т. 22, № 4. – С. 437–458.
2. Ежов И.Ю. Государственно-частное партнерство как структура для совершенствования оказания высокотехнологической медицинской помощи / И.Ю. Ежов // Мед. альманах.– 2010. – № 2 (11). – С. 15–17
3. Корыткин А.А., Захарова Д.В., Новикова Я.С., Горбатов Р.О., Ковалдов К.А., Эль Мудни Ю.М. Опыт применения индивидуальных трехфланцевых вертлужных компонентов при ревизионном эндопротезировании тазобедренного сустава. // Травматология и ортопедия России. 2017; 23(4):101-111.
4. Тихилов Р.М., Шубняков И.И., Коваленко А.Н., Билык С.С., Цыбин А.В., Денисов А.О., Дмитриевич Г.Д., Вопиловский П.Н. Применение индивидуальной трехфланцевой конструкции при ревизионном эндопротезировании с нарушением целостности тазового кольца (клинический случай). // Травматология и ортопедия России. 2016;79(1):108-116.

ГЕНЕРАТИВНЫЙ ДИЗАЙН МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ С НЕЕВКЛИДОВОЙ ГЕОМЕТРИЕЙ

GENERATIVE DESIGN OF BIOSIMILAR STRUCTURES AND MATERIALS

Степанян И.В. – д.б.н., к.т.н., в.н.с

Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН
neurocomp.pro@gmail.com

Abstract. The article discusses ideas at the junction of various paradigms for the synthesis of new structures and materials, where part of the calculation processes is based on computer technology using non-Euclidean geometry. Algorithms for generating bio-similar surfaces, parts, and textures that can be used in industry, in particular in additive technologies are given. The article contains the descriptions of equations based on hyper-complex systems and conditions of analyticity of functions.

Keywords: generative design, bio-mechanics, hyper-complex systems, fractal sets, additive technologies, non-Euclidean geometry, industry.

Аннотация. В статье обсуждаются идеи генеративного дизайна на стыке биологии и математики для синтеза новых конструкций и материалов. Вычисления производятся на основе авторских компьютерных программ с применением фрактальных методов и неевклидовой геометрии. Приведены алгоритмы генерации биоподобных поверхностей, деталей и текстур, которые могут быть использованы в аддитивных технологиях. Работа содержит описания уравнений, основанных на гиперкомплексных системах и условиях аналитичности функций.

Ключевые слова: генеративный дизайн, гиперкомплексные системы, фрактальные множества, аддитивные технологии, неевклидова геометрия, промышленность.

В научном сообществе набирает силу осознание важности обсуждения идей на стыке различных подходов для синтеза новых материалов и конструкций и анализа методов их применения. В промышленности востребованы легкие материалы и конструкции, обладающие высокими прочностными характеристиками и сложной геометрией. В настоящее время в технологиях производства используется в основном евклидова геометрия. Однако, всё живое имеет не евклидову метрику и фрактальную форму. При этом, живые системы основаны на эффективных механо-биологических решениях, которые обеспечивают их выживаемость в процессе эволюции. В связи с этим, биоподобные материалы и конструкции применяются в архитектуре, они востребованы для разработки новых форм и конструктивных элементов антропоморфных биоподобных роботов, необходимы для медицинских целей (для биопротезирования и трехмерной печати тканей и внутренних органов), в механике машин, сельском хозяйстве и в других областях.

Биоподобие позволяет не только повысить прочность при уменьшении веса конструкции, но и расширить функциональные возможности. Например, костная ткань за счёт своей пористой структуры обладает прочностью и легкостью, при этом сложная форма поверхности сустава обеспечивает широкие возможности передвижений. В связи с изложенным, для генеративного дизайна предлагается применение неевклидовой геометрии и фрактальных принципов. Целью данной работы является демонстрация математических основ синтеза биоподобных объектов, обладающих сложной формой и внутренней структурой.

Криволинейные поверхности, которые характеризуют живые организмы как правило близки к двумерным и хорошо описываются средствами дифференциальной римановой геометрии [7]. В книге «Мнимости в геометрии» [8] П. А. Флоренский (1882-1937) обратил внимание на особые математические свойства двумерия. Ему удалось

истолковать мнимые величины, не выходя из первоначальных посылок аналитической геометрии на плоскости с толкованием двумерных образов на кривых поверхностях. Математические свойства двумерного пространства позволяют получить разнообразие форм и поверхностей.

В работах биоматематика С.В. Петухова [9] показано, что геометрия живых организмов может быть описана с применением неевклидовой метрики, а генетические основы живой материи хорошо описываются гиперкомплексными числами, которые представляют собой конечномерные алгебры над полем вещественных чисел. Алгебры гиперкомплексных чисел позволяют описывать объекты с неевклидовой геометрией и подходят для описания биомеханических конструкций, используемых природой.

Известны фрактальные множества, построенные с применением алгебры комплексных чисел — множества Мандельброта и Жулиа [1-5]. В [6] нами были получены обобщения этих множеств для различных гиперкомплексных систем. Поскольку обобщенные алгебраические фрактальные множества обладают высокой степенью разнообразия [10-12], для алгоритмической генерации биоподобных объектов с неевклидовой геометрией нами был проведен ряд экспериментов.

Итерации комплексно-аналитических отображений служат источником разнообразных фрактальных структур на двумерной поверхности. Нелинейное отображение:

$$z=z^2+c, \quad (1)$$

где c - некоторое постоянное комплексное число, содержит в себе невероятно сложную динамику (см. примеры в [1]). Проведённые нами вычислительные эксперименты показали, что биоподобием характеризуются обобщения этого отображения. Существует несколько путей для рассмотрения отображений более общего вида. Можно рассматривать полиномиальные или трансцендентные отображения. Для них существует хорошо разработанная теория [2], в которой множества Жулиа приобретают дополнительные симметрии.

Синтез новых форм конструкций и материалов и с биоподобной структурой может быть связан с уходом от комплексной аналитичности уравнения (1) [3]. Визуальные образы обобщенных аналогов множеств Мандельброта и Жулиа качественно отличаются от оригиналов, что особенно видно на примере отображения "пылающий корабль" [4]. В более общем контексте комплексно аналитические отображения и "пылающий корабль" представляют собой частные случаи двумерных действительных отображений, получающихся из комплексных выделением действительной и мнимой частей. В этой форме отображение (1) имеет вид:

$$x=x^2 - y^2 + \Re(c) \quad (2)$$

$$y=2xy + \Im(c), \quad (3)$$

а в "пылающем корабле" уравнение (2) то же самое, а (3) становится

$$y=2|xy| + \Im(c). \quad (4)$$

Формально такие отображения выделяются выполнением для них условий Коши-Римана, что приводит к невозможности возникновения или исчезновения неподвижных точек при изменении параметра c отображения (1) [3]. Предметом статьи [3] было исследование того, как эти свойства теряются при отходе от комплексной аналитичности. Для этого использовалось отображение

$$z=z^2+c+a, \quad (5)$$

совпадающее с (1) при $a = 0$ и неаналитическое, при $a \neq 0$. Имея в виду дальнейшие обобщения отображения (5), нами было реализовано более общее отображение

$$x=x^2 - y^2 + \Re(c)+ax, \quad (6)$$

$$y=2xy + \Im(c) - by. \quad (7)$$

Множества Жулиа обобщённых отображений представляют собой структуры, которые могут быть использованы в генеративном дизайне (рис. 1).

Комплексно-аналитичная динамика — не единственный пример двумерных действительных отображений с выраженными особенностями своих множеств Жулиа. Еще одним примером таких отображений является применение формул (1-7) для различных видов гиперкомплексных систем.

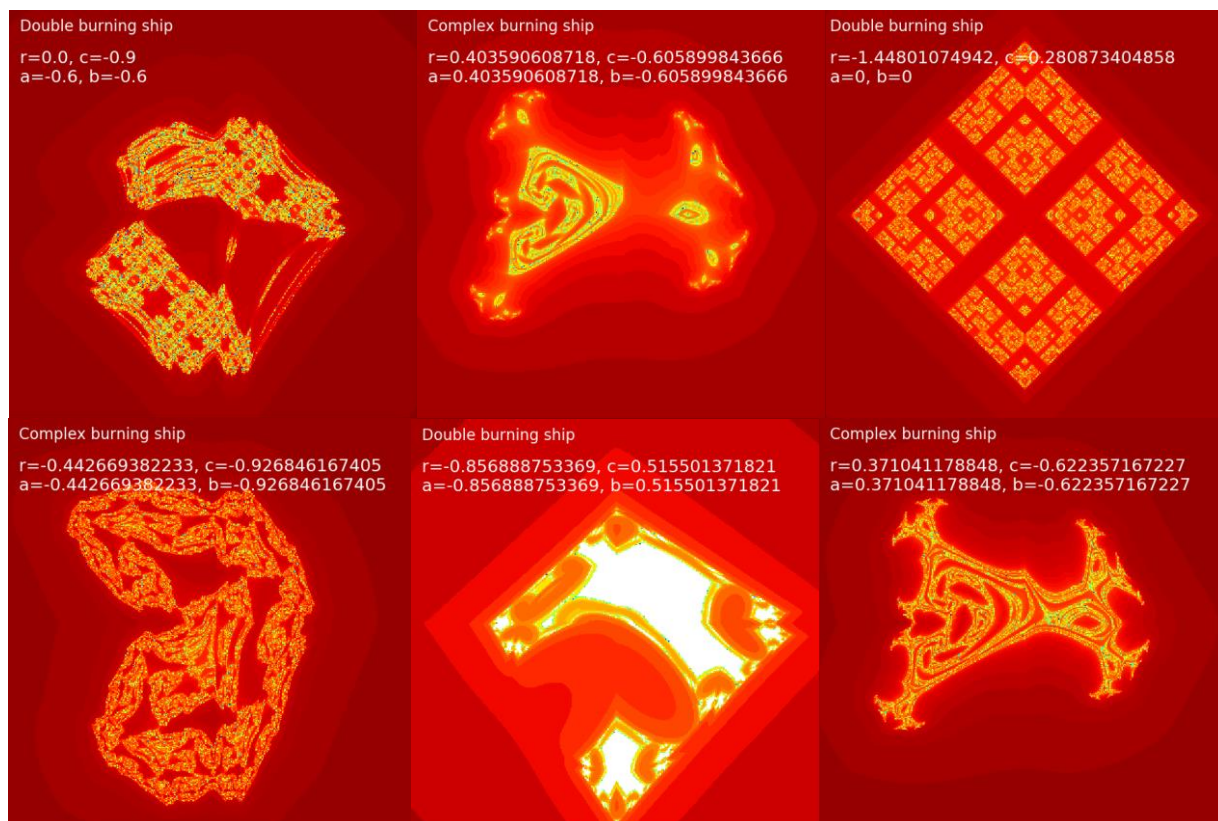


Рис 1. Примеры форм обобщенных отображений множества Жулиа

Метод гиперкомплексного синтеза биоподобных конструкций и материалов предполагает выбор варианта гиперкомплексного отображения и области его определения. Параметры отображения задают форму итоговой структуры. Выбор области определения отображения позволяет расширить разнообразие форм за счет фрактальных свойств множеств.

Свойства двумерных отображений при достаточно малом шаге изменения параметров позволяют генерировать поверхности, обладающие выраженными нелинейными свойствами. Результат каждого преобразования может быть аддитивно отпечатан в виде соответствующего слоя изделия. Малый шаг изменения параметров отображения позволяет печатать трехмерные изделия с достаточно гладкой формой поверхности. Изменение параметров выбранного гиперкомплексного отображения позволяет регулировать геометрию форм и конструкций, а также структуру их внутреннего наполнения. В ряде случаев внутри конструкции можно создать характерную древовидную структуру ветвящихся полостей по аналогии с кровеносной системой (от крупных артерий до мелких капилляров). Это обстоятельство делает описанные

технологии перспективными для биомедицинских целей. Это же обстоятельство позволяет проектировать материалы, обладающие механическими особенностями и устойчивостью к сложным воздействиям благодаря своей внутренней структуре. В целом предлагаемая парадигма размывает связь между конструкцией и материалом, объединяя эти объекты в единое технологическое решение.

Приведенные алгоритмы генерации биоподобных поверхностей, деталей и текстур могут быть использованы в генеративном дизайне, в том числе в аддитивных технологиях. При том, что определение параметров гиперкомплексных систем и оценка механических характеристик итоговых изделий требуют дополнительных исследований, относительная простота математических алгоритмов генерации структур и форм с неевклидовой геометрией открывает возможности применения предложенной методологии в различных сферах.

Литература

1. Х.-О. Пайтген, П.Х.Рихтер, Красота фракталов, Мир, Москва, 1993.
2. Дж. Милнор, Голоморфная динамика, НИЦ Регулярная и хаотическая динамика, Ижевск, 2000.
3. В.Peckham, Int.J.Bifurcation and Chaos, 8, p.73 (1997).
4. М.Michelitsch, O.Rossler, Computers and Graphics, 16, 435 (1992).
5. А.Топоренский, "Quasi-Mandelbrot sets for perturbed complex analytic maps:visual patterns", arXiv:0807.1667.
6. Топоренский А.А., Степанян И.В. Визуализация множеств Жулиа для комплексно-неаналитического отображения Пекхема и его аналогов. // Нелинейный мир – 2012. – №12. – С. 912-916.
7. Рашевский П. К. Риманова геометрия и тензорный анализ — М.:Наука, 1967.
8. Флоренский П. А. Мнимости в геометрии — М. : Лазурь, 1991. — 96 с. — ISBN 5-85-806-006-4.
9. С. В. Петухов «Геометрии живой природы и алгоритмы самоорганизации», М., Знание, 1988;
10. Павлов Д.Г., Кокарев С.С. Аналитические, дифференциально-геометрические и алгебраические свойства гладких функций поличисловой переменной // Гиперболическиечисла в геометрии и физике, 2(16), т. 8, 2011, с. 4–53.
11. Лаврентьев М.А., Шабат Б.О. Проблемы гидродинамики и их математические модели, М.: Наука, 1977.
12. Balan V. Spectral properties and applications of numerical multilinear algebra of m-root structures // Hypercomplex Numbers in Geometry and Physics, 2(10), 5, 2008, 101.

**ПРЕДСКАЗАНИЕ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ ОБЪЕКТА
СЛЕЖЕНИЯ НА ОСНОВЕ АДАПТИВНОГО РЕГУЛЯТОРА
PREDICTION OF THE TRAJECTORY OF THE TRACKING OBJECT
BASED ON ADAPTIVE CONTROLLER**

Степанян И.В. – д.б.н., к.т.н., в.н.с лаборатории исследования биомеханических систем,
Леднёв М.Ю. – м.н.с. лаборатории исследования биомеханических систем
Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН, Москва
neurocomp.pro@gmail.com

Abstract. A method for controlling an object that monitors another object is considered. The mathematical formulation of the problem of predicting the trajectory of motion is given. The solution is based on training an adaptive neurosemantic controller. The semantic units of the management process are defined. To highlight the prediction trajectories, the auto-structuring method is used. The results can be used to solve a number of practical problems of autonomous intelligent control in the face of uncertainty. The experiments showed that if there is a pattern (lack of randomness in the behavior of the tracking object), the adaptive controller can determine the behavior of the tracking object and has the ability to predict its movement over a finite number of training steps. It is noted that the implementation of semantic neural network technologies is adapted to the specifics of digital circuitry due to the structure of neurons and the mechanisms of learning.

Keywords: prediction of the trajectory, tracking object, adaptive controller, semantic neural networks, semantic units.

Аннотация. Рассмотрен способ управления объектом, выполняющим слежение за другим объектом. Приведена математическая постановка задачи предсказания траектории движения. Решение основано на обучении адаптивного нейросемантического регулятора. Определены семантические единицы процесса управления. Для выделения траекторий предсказания использован метод автоструктуризации. Полученные результаты могут быть использованы для решения ряда практических задач автономного интеллектуального управления в условиях неопределенности. Проведённые эксперименты показали, что при наличии закономерности (отсутствии хаотичности в поведении объекта слежения) адаптивный регулятор может определять характер поведения объекта слежения и имеет возможность предсказания его движения за конечное число шагов обучения. Отмечено, что реализация семантических нейросетевых технологий адаптирована под специфику цифровой схмотехники за счёт принципов работы семантических нейронов и механизмов их обучения.

Ключевые слова: прогнозирование траектории, объект слежения, адаптивный контроллер, семантические нейронные сети, семантические единицы.

Введение

Адаптивные регуляторы – системы, способные повысить эффективность управления в сложных условиях неопределенности, шума и других факторов внешней или внутренней среды. Биоморфизм – подход к разработке систем управления на основе принципов биологической организации и функций [1], развиваемый в рамках научного направления бионики. Структура синаптических связей искусственных нейронов сети, лежащей в основе нейросетевой реализации системы управления является одним из ключевых факторов, от которого зависит надежность и качество управления и степень его адаптивности. В данной работе описано применение нейросемантического подхода для решения задачи предсказания траектории движения объекта слежения. Регулятор и принципы его работы описаны в [2-6].

Обзор литературы

Можно выделить следующие группы биоморфных нейросетевых алгоритмов: коллективы самоорганизующихся решающих правил [7], нейроэволюционные алгоритмы [8], алгоритмы роста бионических нейронных структур [2-6,9,10]. Ранее нами была разработана информационная система автоматизированного проектирования нейронных сетей [9] с возможностью автоматической генерации кода на языке Verilog.

Характерной чертой нейросемантического подхода [2-6] для синтеза нейросетевой системы управления является возможность обучения по прецедентам, что выгодно отличает данный подход от классических нейронных сетей с непрерывными функциями активации. Отсутствие вычислений с плавающей запятой даёт возможность для эффективного функционирования нейросемантического метода в рамках концепции обучения с подкреплением [12].

Следует отметить, что нейросемантическая автоструктуризация алгоритмически сходна с методами динамического синтеза кортикальных сетей на базе спайковых и импульсных нейронов [11].

Материалы и методы. Постановка задачи

Рассмотрим объект управления A , выполняющий слежение за объектом слежения B (рис. 1). Примем S – параметры состояния объекта A и его управления; ΔS – параметры S в области видимости объекта A ; m – число вариантов параметра $X \in \Delta S$. X_0 – начальное значение параметра объекта A ; $X_n \in \{X_1, X_2, X_3, \dots, X_m\}$; F_n – управление параметром объекта A ; $F_n \in \{F_1, F_2, \dots, F_m\}$.

Внутреннее состояние объекта управления A определяется вектором состояния X , который определяется положением объекта B и считается удовлетворительным, если ни одно значение X_n этой траектории не выходит за пределы диапазона видимости ΔS на датчиках объекта A . Пространство перехода внутренних состояний объекта A характеризуется детерминированной функцией $f(X)$. Для слежения на n -ом шаге управления выбирается управляющий вектор $F_n \in F$. В данном исследовании мы не учитывали перемещение объекта A , хотя в общем случае это возможно на основе описанной методологии. Существует такое воздействие F_n на объект управления A , при котором следующее положение $X_{n+1} = X_n + F_n$ объекта слежения B на сенсорах объекта управления находится в области видимости ΔS .

Процесс управления заключается в повороте объекта управления на угол из множества F так, чтобы объект слежения остался в области видимости ΔS . Задача управления сводится к выбору на каждом шаге управления вектора воздействия F_n на объект A , находящийся в состоянии X_n . При этом, необходимо, чтобы регулятор обучился максимально долго удерживать объект слежения в области видимости ΔS за минимальное число попыток обучения J .

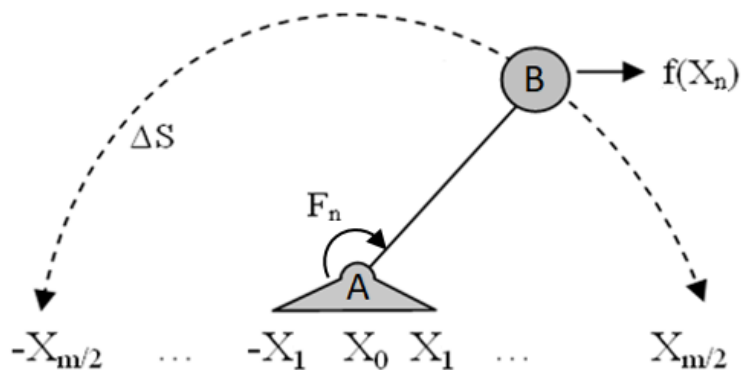


Рис 1. Схема взаимодействия объекта управления A и объекта слежения B

Определим траекторию движения объекта управления А как цепочку переходов вида: $(X_0) \square (X_1, F_1) \square (X_2, F_2) \square \dots \square (X_{n+1})$. Будем считать, что траектория длиной $L=m^2$ является удовлетворительной, если ни одно значение X_n этой траектории не выходит за пределы видимости. Регулятор обучился, когда все траектории, хранящиеся в памяти регулятора не выходят за пределы видимости и имеют длину m^2 . Формально запись постановки задачи выглядит следующим образом:

$$X_{n+1} = f(X_n) + F_n, \quad (1)$$

где n – число шагов удовлетворительного управления в j -й попытке; X_n – параметр состояния объекта А (положение объекта слежения В на сенсорах объекта управления А), $f(X_n)$ – функция перемещения объекта слежения В в области видимости объекта управления.

В данной работе рассматривается объект управления с семью датчиками $m=7$ с общим углом обзора 180° . Ширина обзора каждого датчика равна $\sim 25,7^\circ$, множество $\Delta S = \{-77^\circ, -51,5^\circ, -25,7^\circ, 0^\circ, 25,7^\circ, 51,5^\circ, 77^\circ\}$. Примем, что верхняя точка — центральный датчик — 0° . Тогда область обзора кодируется от -90° (левая граница видимости) до 90° (правая граница видимости).

Результаты и обсуждение. Конструирование адаптивного регулятора и предсказание траектории движения объекта слежения

Определим $Q: Q \cap \Delta S = \emptyset$ как множество “ненормальных состояний”. Из уравнения (1) следует, что процесс управления сводится к определению всех пар (X_n, F_n) состояний объекта управления и его управляющих параметров, которые принадлежат Q . Решить задачу выбора F_n на текущее X_n можно перебором в пространстве состояний. Это пространство было разделено на два подпространства: пары (X_n, F_n) , которые принадлежат ΔS и пары (X_n, F_n) , которые принадлежат Q (не принадлежат ΔS). Для выявления элементов множества ненормальных состояний Q при котором $X_{n+1} \square \Delta S$ (выход за пределы видимости) выбирается последняя пара (X_n, F_n) траектории и ставится запрет на выбор регулятором F_n , при текущем состоянии объекта X_n .

Перебор всех возможных пар элементов двух множеств X и F за минимальное число попыток обучения J , совпадающее с числом траекторий, которые заканчиваются выходом за пределы видимости, даёт полностью обученный регулятор для устойчивого управления объектом А. На рис. 2 приведен график обучения регулятора, где видно, что регулятор обучился удовлетворительно управлять объектом в тестовой задаче управления за 47 попыток обучения (траекторий J), результирующая длина L траекторий достигла целевой $m^2=49$.

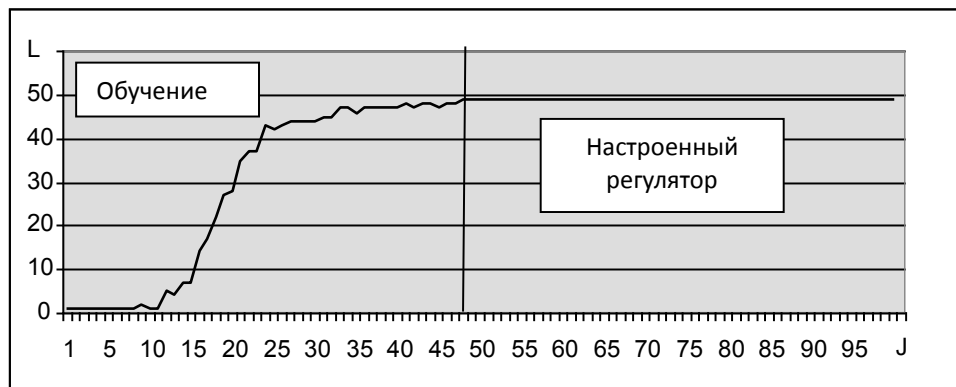


Рис. 2. График обучения нейросемантического регулятора, Ось абсцисс (J) порядковые номера попыток удовлетворительного управления. Ось ординат (L) – число шагов удовлетворительного управления (длина траектории) в j -й попытке

Способность выявлять в реальном времени характерные повторы в потоке данных является полезным свойством нейросемантики [2][3][5]. Это свойство позволяет избежать полного перебора в процессе обучения за счёт механизмов обучения с подкреплением. Применяя для поставленной задачи нейросемантический подход, были выделены характерные повторяющиеся участки траекторий. Алфавит для построения нейросемантической структуры - пары (X_n, F_n) .

В процессе работы регулятора была сформирована и обучена нейросемантическая структура, в которой нейронам (N-элементам) сопоставлены участки траекторий различной длины $l \in m^2$. Те N-элементы, число активаций которых более единицы, кодируют траектории предсказания. Полученный нейросемантический граф в первом слое содержит N-элементы, отражающие полный перебор пар текущего состояния (X_n, F_n) и последующего (X_{n+1}, F_{n+1}) . Эвристика состоит в том, что чем длиннее повторяющаяся траектория и чем больше входов соответствующего N-элемента активировано, тем выше вероятность верного предсказания следующего положения объекта слежения. Для вывода предсказанного значения из нейросемантической сети был использован метод предвосхищения N-элемента [3].

В ходе экспериментов были моделированы различные варианты поведения объекта слежения. В зависимости от характера поведения объекта слежения качество предсказания различалось. При цикличном поведении объекта слежения фиксировалось повышение качества прогноза с каждым циклом (рис. 3а). На рис. 3б показана динамика изменения вероятности правильного прогнозирования в случае, когда поведение объекта слежения состоит из повторяющихся маневров. В обоих случаях адаптивный регулятор полностью обучился предсказывать положение объекта слежения В на датчиках объекта А. В случае хаотического поведения объекта слежения предсказание его поведения оказалось невозможным (рис. 3с).

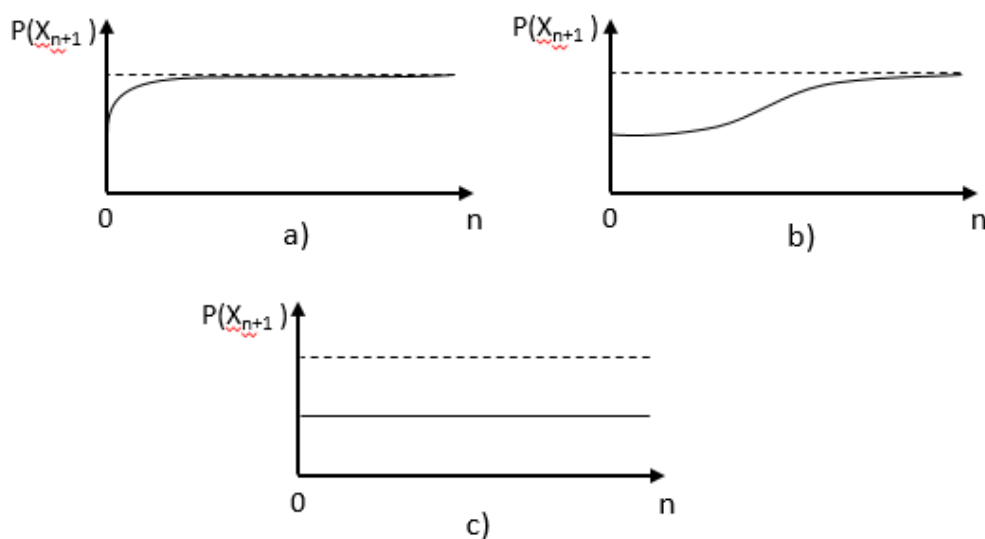


Рис. 3. Схематическое представление изменения вероятности верного предсказания поведения объекта слежения. а) цикличное движение объекта слежения; б) поведение объекта слежения состоит из повторяющихся маневров; с) случайное поведение объекта слежения. Ось абсцисс — длина траектории, ось ординат — вероятность от 0 до 1

Заключение

В работе поставлена и решена задача предсказания траектории движения объекта слежения на основе адаптивного регулятора и представлены результаты нейросемантического моделирования. Для выделения траекторий предсказания можно использовать метод нейросемантической автоструктуризации. Проведённые эксперименты показали, что при наличии закономерности и отсутствии хаотичности в поведении объекта слежения нейросемантический адаптивный регулятор способен

определять характер поведения объекта слежения и имеет возможность предсказания его движения за конечное число шагов.

Отсутствие численных методов многопараметрической оптимизации для обучения и синтеза нейросетевых структур выгодно отличает данный подход с точки зрения быстродействия метода. При этом реализация семантических нейросетевых технологий хорошо подходит под специфику цифровой схмотехники за счёт принципов работы семантических нейронов и механизмов их обучения. Нейросемантические модели с применением аппаратных решений требуют дальнейшего исследования.

Полученные результаты могут быть использованы для решения практических задач автономного интеллектуального управления в условиях неопределенности. Также результаты проведённого исследования полезны при выборе и проектировании аппаратно-цифровой архитектуры интеллектуальных машин, нейросетевых алгоритмов и платформ для разработки систем адаптивного управления.

Литература

1. Савельев А. В. Онтологическое расширение теории функциональных систем // Журнал проблем эволюции открытых систем. Казахстан, Алматы. 2005. № 2(7). С. 101–110.
2. Бодякин В.И. Концепция построения самообучающихся информационно-управляющих систем на базе нейросемантической парадигмы // Управление развитием крупномасштабных систем (MLSD'2012): Труды шестой международной конференции. Том 2. – М.: Учреждение Российской академии наук Институт проблем управления им. В.А.Трапезникова РАН – 2012. – С. 289-298
3. Бодякин В.И., Куда идешь, человек? Основы эволюциологии. Информационный подход. – М. Синтег, 1998. – 332с.
4. Бодякин В.И., Степанян И.В. Адаптивный высококомпрессионный канал передачи данных на базе нейросемантического подхода // Нейрокомпьютеры: разработка и применение. – 2011. – №9. – С. 61-64.
5. Леднев М.Ю., Инновационный нейросемантический подход в анализе и обработке неструктурированных данных // Биржа интеллектуальной собственности. 2017. Т. XVI, № 2. С. 15-24.
6. Леднев М.Ю., Адаптивный регулятор на нейроподобных структурах // Управление большими системами (УБС 2014): Материалы XI Всероссийская школы-конференции молодых ученых. – М.: ИПУ РАН, 2014. С 1102-1111
7. T. Kohonen, Self-Organizing Maps (Third Extended Edition), New York, 2001, 501 pages. ISBN 3-540-67921-9
8. Holland, J. H. [1975]. "Adaptation in Natural and Artificial Systems," University of Michigan Press, Ann Arbor.
9. Степанян И.В., Зиеп Н.Н. Растущие свёрточные нейроподобные структуры для задач распознавания статических образов // Нейрокомпьютеры: разработка, применение. 2018. № 5. С. 4-11.
10. Мишустин И.А., Преображенский Н.Б., Жданов А.А., Степанян И.В. Аппаратная реализация нейроподобной сети с возможностью распознавания зашумленных образов // Нейрокомпьютеры: разработка, применение. 2018. № 6. С. 19-25.
11. Dileep George, Jeff Hawkins. Towards a Mathematical Theory of Cortical Microcircuits. October 9, 2009 PLoS Computational Biology, Edited by Karl J. Friston, vol. 5, issue 10, p. E1000532
12. Sutton R.S., Barto A.G. "Reinforcement Learning: An Introduction [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www-anw.cs.umass.edu/~rich/book/the-book.html>

НАНОРАЗМЕРНЫЕ ЖЕЛЕЗОЗАМЕЩЕННЫЕ ГИДРОКСИАПАТИТЫ¹

NANOSIZED IRON-SUBSTITUTED HYDROXYAPATITES

Фадеева¹ И.В. – канд. хим. наук, в.н.с., Селезнева² И.И. – канд. физ.-мат. наук, зав. лаб.,
Давыдова² Г.А. – канд. физ.-мат. наук, с.н.с., Фомин¹ А.С. – канд. хим. наук, с.н.с.,
Гафуров³ М.Р. – канд. физ.-мат. наук, с.н.с., Барин¹ С.М. – д-р. хим. наук, г.н.с.,
Полтавцев⁴ А.М. – м.н.с., Полтавцева⁵ Р.А. – канд. биол. наук, с.н.с.

¹Институт металлургии и материаловедения им. А.А. Байкова Российской Академии наук,

²Институт теоретической и экспериментальной биофизики Российской Академии наук

³Казанский (Приволжский) федеральный университет

⁴ФГБУ науки институт прикладной механики РАН

⁵ФГБУ «Национальный медицинский исследовательский центр акушерства, гинекологии
и перинатологии имени академика В.И. Кулакова» Министерства здравоохранения

Российской Федерации

fadeeva_inna@mail.ru

Abstract. Introduction of iron ions into hydroxyapatites imparts some useful properties to ceramic materials. We created a porous ceramic material from nanosized iron-substituted HA and studied its physico-chemical and biological properties. It is shown that all the iron ions introduced in the course of synthesis enter into the composition of HA and are characterized by the oxidation state +3. The size of crystals after thermal treatment at 900⁰ C does not exceed 100 nm, the crystals' shape is close to a sphere. Porous materials from nanosized iron-substituted hydroxyapatites support adhesion and growth of anchorage-dependent cells of mammals.

Key words: nanosized hydroxyapatites, iron-substituted, porous ceramics, cytotoxicity.

Аннотация. Керамика из гидроксиапатита широко используется в качестве биомедицинского материала. Введение в состав ГА ионов серебра, меди, цинка и других придает керамическим материалам из них ряд полезных свойств, таких как бактерицидные свойства, улучшение пролиферации остеобластов [1]. Ранее показано [2], что керамика из наноразмерного железосодержащего ГА (FeГА) не проявляет цитотоксичности по отношению к остеобластам и, более того, способствует более активному росту остеобластов [3]. *In vitro* тесты в растворе, имитирующем плазму крови (synthetic body fluid, SBF) показали, что на поверхности керамики из FeГА лучше формируется апатитовый слой, по сравнению с керамикой из ГА [4]. Определяющим фактором при заполнении катионных позиций является не размер замещающего иона, а характер химической связи, образуемой замещающим ионом в определенном положении кристаллической решетки [5].

Целью настоящего исследования явилась разработка пористой керамики из наноразмерных железозамещенных ГА и изучение ее физико-химических и биологических свойств.

Ключевые слова: наноразмерные железозамещенные гидроксиапатиты, пористая керамика, цитотоксичность.

Экспериментальная часть

Наноразмерные железозамещенные гидроксиапатиты были получены осаждением из водных растворов солей [6].

Для синтеза осаждением из водных растворов в реактор помещали смесь 200 мл раствора нитрата кальция концентрации 1 моль/л и рассчитанный объем раствора хлорида железа (III), к которой по капельно при перемешивании со скоростью 40 мл/мин добавляли

200 мл раствора двухзамещенного фосфата аммония концентрации 0,6 моль/л. В процессе синтеза поддерживали pH на уровне 9-10 добавлением раствора аммиака концентрации 10%. После добавления всего объема фосфата аммония перемешивание продолжали в течение 1 часа. Образовавшийся осадок после старения в течение суток фильтровали и высушивали при 105⁰С в сушильном шкафу. Для кристаллизации апатита осадок подвергали кальцинации при 900⁰С.

Керамику из порошков наноразмерных железозамещенных ГА получали спеканием образцов, полученных одноосным двухсторонним прессованием при удельном давлении прессования 100 МПа. Процесс спекания проводили в камерной печи с силитовыми нагревателями в течение 2 часов при температуре 1100⁰С. Микроструктуру керамических материалов изучали с помощью сканирующего электронного микроскопа Tescan Vega II.

Спектры электронного парамагнитного резонанса (ЭПР) регистрировали с помощью спектрометров фирмы Bruker ElexSys-580 и ESP-300, оснащенных системами гелиевой продувки и термостатирования для создания и поддержания заданных температур в диапазоне от 6 до 300 К. Количественная оценка концентрации парамагнитных центров проводилась путем сравнения интегральных интенсивностей (двойное интегрирование) спектров изученных образцов и контрольного порошка дифенилпикрилгидразида (ДФПГ) с известной концентрацией парамагнитных центров в двойном резонаторе типа ER4105DR.

Исследование цитотоксичности материалов проводили с использованием вытяжек из материалов согласно требованиям ГОСТ Р ИСО 10993.5-99 «Изделия медицинские. Оценка биологического действия медицинских изделий. Часть 5. Исследование на цитотоксичность: методы in vitro.» и ГОСТ Р ИСО 10993.12-99 «Изделия медицинские. Оценка биологического действия медицинских изделий. Часть 12. Приготовление проб и стандартные образцы». В качестве модельной среды для приготовления вытяжек была использована среда ДМЕМ/F12 с добавлением 100 ЕД/мл пенициллина и 100 мкг/мл стрептомицина. Приготовление вытяжек проводилось с соблюдением асептики в течение 3 суток при 37⁰С, на каждый материал делали четыре пробы. Соотношение массы экстрагируемых материалов в граммах и объема модельной среды в миллилитрах составляло 0,1.

В эксперименте использовали фибробласты линии NCTC L929. Исследование вытяжек материалов на цитотоксичность проводили с применением МТТ теста. Клетки высевали в лунки 96-ти луночного планшета в концентрации 50 тыс. кл./см² в среде ДМЕМ/F12 (1:1), содержащей 5% FBS. Через 18 часов среду замещали 100 мкл вытяжек тестируемых материалов, были исследованы четыре вытяжки по три лунки на каждую пробу.

Для изучения адгезивных характеристик материалов и определения их цитотоксичности для клеток использовали метод прямого контакта. Образцы материалов были помещены в лунки 4-луночного планшета для культивирования клеток, после чего на их поверхность были посеяны клетки с плотностью 50 тыс./см². Клетки культивировали в течение 5 суток в среде ДМЕМ/F12 с добавлением 5 % эмбриональной телячьей сыворотки (ЭТС) и 100 ЕД/мл пенициллина и 100 мкг/мл стрептомицина. После окончания культивирования проводили оценку морфологии клеток на поверхности исследуемых материалов и определение их жизнеспособности. Для определения жизнеспособности клеток использовали метод флуоресцентного окрашивания клеток SYTO 9 и иодидом пропидия.

Антимикробную активность керамики из наноразмерного железозамещенного ГА изучали на цилиндрических образцах, полученных спеканием при 1100⁰С. Для приготовления инокулюма использовали чистую суточную культуру Escherichia coli. Непосредственно после аппликации керамических образцов чашки Петри помещали в термостат и инкубировали при температуре 37⁰С в течение 48 часов. После окончания инкубации измеряли диаметр зон задержки роста с точностью до 1 мм. При измерении зон

задержки роста ориентировались только на зону полного подавления видимого роста.

Результаты и обсуждение

Согласно данным РФА порошков FeГА, прошедших термическую обработку при температуре 700 °С, основной фазой является апатитовая фаза. Искажения параметров элементарной ячейки гидроксиапатита (табл.1) вызваны встраиванием модифицирующих ионов Fe³⁺ в кристаллическую решетку ГА.

Табл. 1. Параметры элементарных ячеек ГА и FeГА

Соединение	Метод синтеза	a=b, Å	c, Å	ОКР, нм
Ca ₁₀ (PO ₄) ₆ (OH) ₂	механоактивация	9,41	6,88	
Ca _{9,9} Fe _{0,1} (PO ₄) ₆ (OH) _{2,1}	осаждение	9,431	6,886	161
Ca _{9,9} Fe _{0,1} (PO ₄) ₆ (OH) _{2,1}	механоактивация	9,423	6,888	105

Сравнение спектров ЭПР при комнатной и гелиевой температурах. Спектр ЭПР при комнатной температуре показан усиленным в 20 раз. На основании полученных данных сделаны выводы:

1. При меньшей концентрации железа все ионы железа, введенные в процессе синтеза, входят в структуру ГА;

2. Все ионы железа характеризуются степенью окисления +3.

По-видимому, концентрация железа в случае данного спектра слишком большая, и нельзя говорить об ЭПР, а скорее о ферромагнитном резонансе.

По данным ПЭМ, размер кристаллов после термообработки при 900⁰ С не превышает 100 нм, кристаллы по форме близки к сферическим. В процессе обжига при 1100⁰ С размер зерна керамики увеличивается до нескольких микрон, при этом сохраняются поры, размер которых варьирует от 1 до 3 мкм. Наличие пор в керамике способствует свободной циркуляции жидкостей организма, а шероховатая поверхность керамики улучшает адгезию клеток.

Исследование метаболической активности клеток NCTC L929 при добавлении вытяжек исследуемых материалов с использованием МТТ теста не показало наличие различий между опытом и контролем у всех образцов материалов, свидетельствующее о снижении клеточной активности. Посев клеток на поверхность исследуемых материалов и исследование их жизнеспособности методом прямого контакта позволили установить отсутствие токсического действия у образцов материалов, содержащих железо. Кроме того, было показано, что пористые материалы из наноразмерных железозамещенных гидроксиапатитов поддерживают адгезию, распластывание и рост субстратзависимых клеток млекопитающих.

Образцы наноразмерного железозамещенного Га проявили умеренно выраженную антимикробную активность, зона задержки роста культуры *Escherichia coli* составила 20±3 мм.

Полученная керамика из железосодержащего гидроксиапатита перспективна для использования в качестве матриксов в реконструктивной хирургии.

Работа поддержана РФФИ, проект № 075-00746-19-00 и № АААА-А19-119012290177-0

Литература

1. Фадеева И.В., Гафуров М.Р., Филиппов Я.Ю., Давыдова Г.А., Селезнева И.И., Фомин А.С., Антонова О.С., Габбасов Б.Ф., Изотов В.В., Орлинский С.Б., Баринов С.М. Медь-замещенные трикальцийфосфаты // ДАН. 2016. Т. 471. N 6, С. 682–685
2. S. Panseri, C. Cunha, T. D'Alessandro, M. Sandri, G. Giavaresi, M. Marcacci, C.T.Hung, A. Tampieri, J. Nanobiotechnol. 10 (2012) 32.
3. Y. Li, C.T. Nam, C.P. Ooi, J. Phys.: Conf. Ser. 187 (2009) 012024; Y. Li, J. Widodo, S. Lim, C.P. Ooi, J. Mater. Sci. 47 (2012) 754–763

4. V. Sarath Chandra, Ganga Baskar, R.V. Suganthi, K. Elayaraja, M.I. Ahymah Joshy, W. Sofi Beaula, R. Mythili, Ganesh Venkatraman, S. Narayana Kalkura, ACS Appl.Mater. Interfaces 4 (3) (2012) 1200–1210
5. Pan Y., Fleet M. Composition of the apatite group minerals: substitution mechanism and controlling factors// Phosphates: geochemical, geobiological and materials importance. Reviews in mineralogy and geochemistry/ Koch M.J., Rakovan J., Hughes L.M. editors. 2002. Vol.48. P.13-49
6. Цинк- и серебросодержащие гидроксиапатиты: синтез и свойства/ Фадеева И.В., Бакунова Н.В., Комлев В.С., Медвецкий Л., Фомин А.С., Гурин А.Н., Баринов С.М.// ДАН. 2012. Т.442. №6. С.780

**МЕТОД ВЫБОРА КОНСТРУКЦИОННОГО
СТОМАТОЛОГИЧЕСКОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ КОНСОЛЬНОГО
МОСТОВИДНОГО ПРОТЕЗА В ЗАВИСИМОСТИ ОТ
ЖЕВАТЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК: КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ АНАЛИЗ**
*A METHOD FOR CANTILEVER DENTAL BRIDGE MATERIAL SELECTION
BASED UPON MASTICATION LOADS: FINITE ELEMENT ANALYSIS*

Харак¹ Я.Н. – ассистент, **Крупнин^{2, 3} А.Е.** – асп., инж.-исследователь,

Грибов² Д.А. – к.т.н., с.н.с., **Сорокин² Ф.Д.** – д.т.н., проф.,

Киракосян¹ Л.Г. – ассистент, **Арутюнов¹ С.Д.** – д.м.н., зав. каф.

¹ ГБОУ ВПО «МГМСУ им. А.И. Евдокимова Минздрава РФ»

² ФГБОУ ВО «МГТУ им. Н.Э. Баумана (национальный исследовательский институт)»

³ НИЦ «Курчатовский институт», Москва, Россия

y.kharakh@gmail.com

Abstract. A method for cantilever dental bridge material selection based on mastication loads is proposed in the paper. The personalized cantilever dental bridge model was developed. Equivalent von Mises stresses investigated numerically in case of solid food segments mastication that concentrated in pontic and cantilever teeth fissures. It was shown that penetration of solid food (carrot, nut, biscuit) into cantilever tooth fissure may cause values of stresses higher than critical stresses of dental materials used. In contrast, stresses caused by penetration of food into pontic tooth fissure are not so high and proper selection of dental material may provide for required safety factor.

Key words: cantilever dental bride, personalized biomechanical analysis, finite element method, dental materials.

Аннотация. В работе предложен алгоритм выбора конструкционного стоматологического материала для консольного мостовидного протеза в зависимости от жевательной нагрузки. Разработана персонализированная модель консольного мостовидного протеза. Численно исследованы эквивалентные по Мизесу напряжения в конструкции протеза при разжевывании твердого сегмента пищи, сосредоточенного в областях фиссур коронок искусственных зубов. Показано, что попадание твердой пищи (морковь, орех, печенье) в фиссуру коронки консоли приводит к возникновению напряжений, значительно превышающих предельные характеристики имеющихся стоматологических материалов. Попадание твердой пищи в фиссуру искусственного преоляра при надлежащем выборе материала протеза обеспечивает требуемый запас прочности.

Ключевые слова: консольный мостовидный протез, персонализированный биомеханический анализ, метод конечных элементов, конструкционные стоматологические материалы.

Введение

Использование несъемных мостовидных протезов при наличии дефектов зубного ряда малой протяженности получило широкое распространение в современной стоматологической практике, а уровень современных технологий позволяет изготавливать протезы из широкого спектра конструкционных стоматологических материалов: от полимеров на основе акрила до высокопрочных сплавов на основе палладия [6]. Менее прочные полимерные стоматологические материалы могут быть использованы для создания временных конструкций мостовидных протезов и установлены в день обращения к лечащему специалисту в отличие от металлических и керамических изделий, требующих более длительного изготовления и значительной стоимости. Остается открытым вопрос о конкретных рекомендациях по организации приема пищи пациентов с установленными

мостовидными протезами, отсутствуют рекомендации и ограничения, накладываемые на рацион питания. В первую очередь, эти ограничения должны быть обусловлены конструкцией мостовидного протеза и материалом, из которого он изготовлен. При ортопедическом лечении используются протезы консольного типа. Однако, вопрос о целесообразности применения конструкций данного типа остается открытым. Имеющиеся исследования по данной тематике [1-3, 6, 7] не дают однозначного ответа, проведены, как правило, для конструкций, изготовленных из конкретных материалов, и не дают возможность обобщить результаты на случай других материалов. В работе делается попытка построения методики выбора конструкционного стоматологического материала, основанная на численной оценке напряжений, возникающих в протезе при пережевывании твердой пищи.

Материалы и методы

Для получения твердотельной модели мостовидного протеза были препарированы искусственные зубы Study Teeth (KaVo Dental GmbH) в параллелометре Orthflex (Pi dental), которые затем сканировались в 3D-сканере S600 ARI (ZirkonZahn GmbH). После этого на виртуальной модели с препарированными аналогами опорных зубов производилось моделирование протеза в программе Modeller (ZirkonZahn GmbH). Модели коронок опорных зубов и мостовидного протеза затем были импортированы в программу MeshLab для сглаживания моделей. Опорными для мостовидного протеза (рис. 1а, поз. 1) выступают коронки первого премоляра (рис. 1а, поз. 2) и первого моляра (рис. 1а, поз. 3). Сегменты пищи в виде сфер расположены над фиссурами коронок искусственных второго премоляра (рис. 1а, поз. 4) и второго премоляра (рис. 1а, поз. 5).

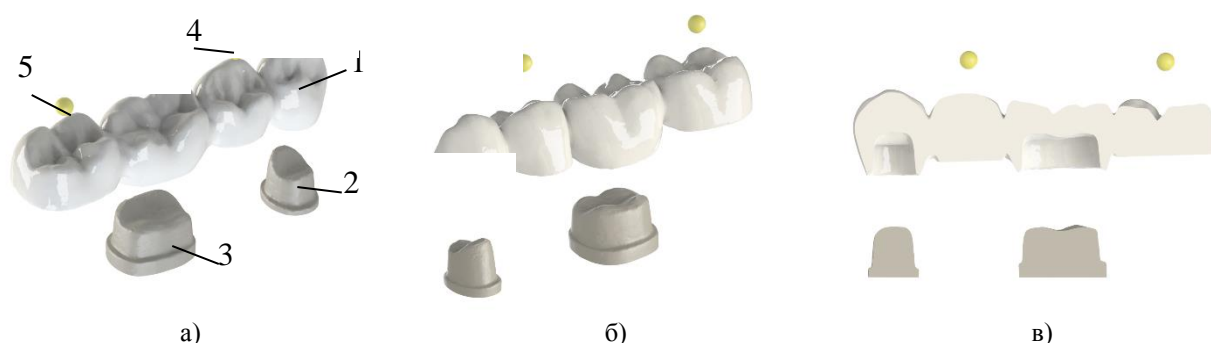


Рис. 1. Трехмерная модель консольного мостовидного протеза, опорных зубов и сегментов еды: а) – вид с оральной стороны, б) – вид с вестибулярной стороны, в) – вид с вестибулярной стороны в разрезе

Разбиение на десятиузловые тетраэдрические конечные элементы с квадратичной аппроксимацией перемещений типа SOLID187 проводилось в программном комплексе ANSYS. Размер элементов в моделях был принят равным 0.4 мм, в областях сопряжений коронок искусственных и опорных зубов – 0.15 мм. Общее число узлов составило 269296, элементов – 177417 (рис. 2). В качестве материала опорных зубов выбран дентин, мостовидного протеза – полиметилметакрилат, сегментов пищи – абсолютно жесткое тело. Все материалы предполагались изотропными и линейно-упругими. Механические свойства материалов взяты из [4]. Между протезом и сегментами предполагался контакт без трения, между протезом и опорными зубами – жесткий контакт. Торцевые поверхности опорных зубов были закреплены в направлении всех степеней свободы.

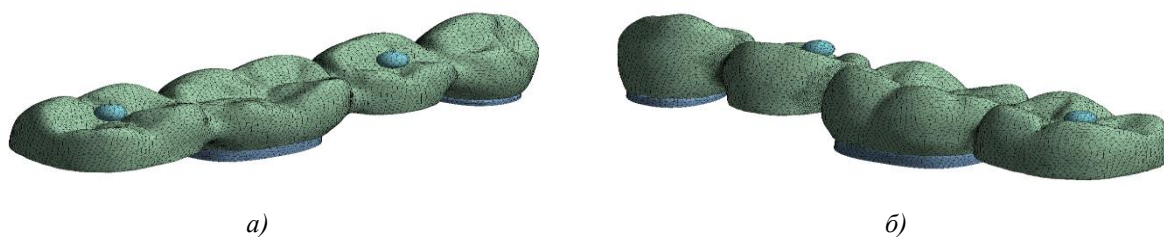


Рис. 2. Конечно-элементная модель: а) – вид с оральной стороны, б) – вид с вестибулярной стороны

Рассмотрены 3 случая: попадание пищи в фиссуру коронки искусственного премоляра (Случай 1), попадание пищи в фиссуру коронки искусственного моляра (Случай 2), одновременное попадание пищи в фиссуры коронок искусственных зубов (Случай 3). Величины нагрузок приведены в таблице 1.

Табл. 1. Развиваемая сила при пережевывании пищи [5]

Продукт	Морковь	Орех	Печенье
Сила, Н	673	788	700

Результаты

На рис. 3 показано распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в мостовидном протезе при попадании пищи в фиссуру коронки искусственного премоляра.

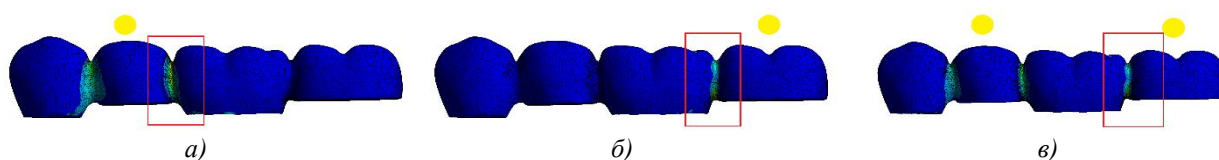


Рис. 3. Распределение эквивалентных по Мизесу напряжений в консольном мостовидном протезе при попадании сегмента пищи в: а) – фиссуру искусственного премоляра, б) – фиссуру искусственного моляра, в) – обе фиссуры

Красной рамкой выделены области локализации максимальных эквивалентных по Мизесу напряжений. При попадании сегмента пищи в фиссуру искусственного премоляра максимальные напряжения сосредоточены в вестибулярной области сопряжения с коронкой опорного моляра (рис. 3а); при попадании пищи в фиссуру искусственного моляра – в десневой области сопряжения консоли с опорным моляром (рис. 3б); при попадании пищи одновременно в обе фиссуры максимальные напряжения локализованы в областях сопряжения консоли с опорным моляром (рис. 3в). Расчет показал, что вклад в максимальные эквивалентные напряжения в области сопряжения консоли в Случае 3 составляет величину, не превышающую 1% от величины напряжений для Случая 2, поэтому результаты для него не приводятся. В таблице 2 представлены результаты расчета.

Табл. 2. Результаты расчета

Пища	Морковь		Орех		Печенье	
	Случай 1	Случай 2	Случай 1	Случай 2	Случай 1	Случай 2
Максимальные эквивалентные напряжения, МПа	253	475	297	556	264	494
Требуемая прочность материала протеза, МПа*	506	950	594	1112	528	988

*Требуемая прочность материала определяется введением коэффициента запаса, равного двум, для учета циклической природы жевательных нагрузок [7].

Видно, что выбор конструкционного стоматологического материала для протеза с консолью является весьма проблематичным, т.к. его прочность должна быть выше 950 МПа. Конструкция консольного типа может быть использована с обязательной рекомендацией исключить возможность попадания твердых сегментов пищи или с введением опоры на имплантат. При попадании твердой пищи в фиссуру искусственного премоляра максимальные напряжения составили 297 МПа. Таким образом, прочность конструкционного материала должна быть не менее 594 МПа. Подходящими материалами являются сплавы ELEPHANT Orion WX (условный предел текучести равен 650 МПа) или Dentaurem Remanium 2000+ (условный предел текучести равен 700 МПа) [7].

Заключение

В работе предложен метод выбора стоматологического конструкционного материала, основанный на численной оценке эквивалентных напряжений, возникающих в консольном мостовидном протезе при попадании в фиссуры искусственных зубов твердых сегментов пищи, что важно при формировании рекомендаций по эксплуатации полимерных ортопедических конструкций пациентами.

Литература

1. Correia A. R. et al. Effect of connector design on the stress distribution of a cantilever fixed partial denture //The Journal of Indian Prosthodontic Society. – 2009. – Т. 9. – №. 1. – С. 13.
2. Culhaoglu A. K. et al. Comparison of two different restoration materials and two different implant designs of implant-supported fixed cantilevered prostheses: A 3D finite element analysis //European Journal of General Dentistry. – 2013. – Т. 2. – №. 2. – С. 144.
3. Keulemans F. et al. Influence of retainer design on two-unit cantilever resin-bonded glass fiber reinforced composite fixed dental prostheses: an in vitro and finite element analysis study //Journal of adhesive dentistry. – 2008. – Т. 10. – №. 5.
4. Krupnin A. E. et al. Modelling of dynamic behaviour of dental bridge using finite element method //Russian Journal of Biomechanics. – 2018. – Т. 22. – №. 3. – С. 275-290.
5. Las Casas E. B. et al. Determination of tangential and normal components of oral forces //Journal of applied oral science. – 2007. – Т. 15. – №. 1. – С. 70-76.
6. Ramakrishaniah R. et al. A comparative finite elemental analysis of glass abutment supported and unsupported cantilever fixed partial denture //Dental Materials. – 2015. – Т. 31. – №. 5. – С. 514-521.
7. Reimann Ł., Żmudzki J., Dobrzański L. Strength analysis of a three-unit dental bridge framework with the Finite Element Method //Acta of bioengineering and biomechanics. – 2015. – Т. 17. – №. 1.

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ НАНОЛИПОСОМ В СОЧЕТАНИИ С
ВЫСОКОМОЛЕКУЛЯРНЫМИ ПРИРОДНЫМИ СОЕДИНЕНИЯМИ
ПРИ КРИОКОНСЕРВАЦИИ¹**

*THE USE OF NANOSIZED LIPOSOMES FROM VEGETABLE
PHOSPHOLIPIDS IN COMBINATION WITH ALBUMINE AND SOME
POLYSACCHARIDES AS CRYOPROTECTIVE AGENTS IN THE COURSE OF
CRYOPRESERVATION*

Шишова¹ Н.В. – канд. биол. наук, в.н.с., Давыдова² Г.А. – канд. физ.-мат. наук, с.н.с.,
Комбарова³ Н.А. – канд. биол. наук, глав.тех., Давыдова² И.Б. – техник-технолог,
Полтавцев⁴ А.М. – м.н.с., Полтавцева⁵ Р.А. – канд. биол. наук, с.н.с.

¹ИБК РАН, г.Пушино, Московская обл., Россия

²ФГБУН ИТЭБ РАН, г.Пушино, Московская обл., Россия

³ОАО «Головной центр воспроизводства сельскохозяйственных животных»

⁴ФГБУ науки институт прикладной механики РАН, Москва, Россия

⁵ФГБУ "НМИЦ АГП ИМ. В.И.КУЛАКОВА" МИНЗДРАВА РОССИИ, Москва, Россия

Abstract. It is known that nanosized liposomes from vegetable and animal phospholipids promote survival and functional adequacy of animal cells in the course of cryopreservation. It is also known that albumine and some polysaccharides have membrane-protective properties. In this paper we investigated whether there is a synergism of cryoprotective action between soybean liposomes and macromolecular compounds: albumine, sodium alginate, methylcellulose, carageenan and hyaluronic acid. To determine the cryoprotective effect we carried out cryopreservation of bull semen using a standard procedure in the presence of the substances under investigation. Albumine and sodium alginate demonstrated the most considerable cryoprotective effect in the presence of liposomes. In addition we determined dimensional characteristics of nanoparticles in a liposome suspension without and with sodium alginate and studied the influence of autoclave treatment on the nanoparticle size and cryoprotective effect of the complex. Autoclaving caused enlargement of a small-sized fraction of nanoparticles, supposedly, sodium alginate aggregates. Besides, the autoclaving did not demonstrate any influence on the cryoprotective efficiency of the mixture.

Key words: Cryopreservation, nanoliposomes, phospholipids, polysaccharides, sodium alginate.

Аннотация. Известно, что наноразмерные липосомы из фосфолипидов растительного или животного происхождения способствуют сохранению жизнеспособности и функциональной полноценности животных клеток при криоконсервации. Так же известно, что альбумин и некоторые полисахариды обладают мембранопротективными свойствами и так же могут способствовать сохранению целостности клеток в процессе замораживания-оттаивания (Dalimata et al., 1997, Thirumala et al., 2010). В данной работе мы исследовали влияние липосом из фосфолипидов сои, альбумина и ряда полисахаридов на выживаемость сперматозоидов быка при криоконсервации. Цель работы состояла в том, чтобы в конечном итоге выбрать перспективные полисахариды, которые при взаимодействии с липосомами оказывают эффективное криозащитное действие. Были испытаны следующие полисахариды: альгинат натрия, метилцеллюлоза, каррагинан и гиалуроновая кислота.

Ключевые слова: криоконсервация, нанолипосомы, фосфолипиды, полисахариды, альгинат натрия.

Для приготовления суспензии липосом из комплекса фосфолипидов сои (азолектин, Sigma) навеску фосфолипидов 0,36 гр помещали в 10 мл забуференного раствора сахарозы (На 100 мл раствора сахарозы 30мМ, HEPES 1мМ), оставляли на сутки для гидратации фосфолипида, затем дробили полученные липидные частицы для получения наноразмерных липосом. В экспериментах по определению криозащитных свойств использовали дробление ультразвуком. Полученную суспензию для предотвращения окисления фосфолипидов продували азотом, затем охлаждали на ледяной бане до 4°C и в течение 5 минут обрабатывали на ультразвуковом дезинтеграторе УЗДН-2Т («НПП Академприбор», Россия; 22. кГц, 60 Вт/см²), используя погруженный зонд с диаметром торца 2 мм. Средний размер липосом из азолектина при такой обработке составляет 75-80 нм. Для экспериментов по определению влияния стерилизации автоклавированием на размер липосом применяли дробление липосом на гомогенизаторе высокого давления ДОНОР-1 (Россия), т.к. такой метод дает более выровненные размеры липосом, что облегчает интерпретацию результатов исследования.

Для определения криозащитных свойств липосом в присутствии альбумина и полисахаридов проводили криоконсервацию сперматозоидов быка в криозащитной среде с добавлением исследуемых веществ. В эксперименте использовали семя быков, содержащихся в Головном центре по воспроизводству сельскохозяйственных животных, ОАО «ГЦВ».

Сперму получали на искусственную вагину согласно общепринятому методу (с). В качестве базового раствора использовали трис-цитратную криозащитную среду (На 100 мл раствора трис-(гидрокси-метил)-аминометана 20 мМ, лимонной кислота 7 мМ, фруктозы 5мМ, глицерин 65мМ, рН=6,7-6,9). На основе базовой криозащитной среды готовили маточные растворы альбумина (фракция V, ПанЭко) 5% , метилцеллюлозы средней вязкости (Sigma, M0262) 1%, гиалуроновой кислоты (Acros organics) 0,5%, альгината натрия (Sigma, A2033) 0,5%, каррагинана (Sigma, C1138) 1%. К базовой среде добавляли альбумин или полисахариды из расчета конечных концентраций, указанных в таблицах 1-4 и суспензию липосом в соотношении базовая среда/суспензия липосом 4:1. Замораживание проводили по методу замораживания в открытых гранулах.

После криоконсервации оценивали жизнеспособность спермы по следующим параметрам: подвижность спермы через 5 мин после размораживания (данные получали с помощью спермоанализатора Биола-500-1, Россия), средняя скорость движения сперматозоидов (Биола-500-1), подвижность размороженных сперматозоидов после культивирования при 38°C в течение 5 часов (визуально, на микроскопе Carl Zeiss Axio Scop Fl, увеличение *280).

Для экспериментов по влиянию автоклавирования на размерные характеристики липосом в криозащитном растворе без высокомолекулярных соединений и в сочетании с альгинатом натрия проводили автоклавирование криозащитной среды с липосомами с или без альгината натрия и определяли размер частиц в суспензии до и после автоклавирования. Для автоклавирования использовали низкотемпературный режим (115°C, 1,5 Атм), т.к. более высокотемпературные режимы вызывают карамелизацию сахаров и не пригодны для обработки сред, содержащих сахара. Измерение размеров липосом проводили методом динамического светорассеяния на анализаторе размеров субмикронных частиц «Beckman Coulter».

Дополнительно был осуществлен эксперимент по тестированию криозащитного действия криозащитной среды с липосомами и альгинатом натрия до и после автоклавирования аналогично описанному выше.

Результаты и обсуждения

Криозащитное альбумина и полисахаридов в сочетании с наноразмерными липосомами из соевых фосфолипидов в отношении сперматозоидов быка.

Известно, что для успешной криоконсервации сперматозоидов в криозащитные среды

необходимо помимо криопротекторов вводить высокомолекулярные вещества, способствующие защите клеточных мембран против холодового шока. В практике такими веществами может быть цельный яичный желток, очищенные фосфолипиды желтка или сои, альбумины, молочный казеин и др. при этом введение в состав сред сложных белковых компонентов и, тем более комплексных по составу продуктов, таких как яичный желток значительно затрудняют как теоретическое понимание механизмов криозащиты, так и манипуляции с такими средами в практике (стерилизацию, хранение). В нашей работе мы провели эксперименты по выявлению криозащитных свойств альбумина и полисахаридов, которые потенциально могут оказывать аналогичные альбумину мембранопротективное действие. Криозащитное действие альбумина и полисахаридов наблюдали на фоне липосом из соевых фосфолипидов.

Результаты по влиянию альбумина на выживаемость сперматозоидов быка замороженных в присутствии липосом и глицерина представлены в табл. 1.

Табл. 1. Влияние альбумина в сочетании с наноразмерными липосомами из соевых фосфолипидов в криозащитной среде на характеристики спермы после криоконсервации

	Подвижность после размораживания, %.	Средняя скорость сперматозоидов. Мкм/сек.	Подвижность замороженно-оттаянных сперматозоидов после 5 часов культивирования при 38°C, %.
липосомы	35,0±6,9	50,5±4,8	3,3±1,6
Липосомы +альбумин 0,5%	34,5±6,2	61,5±4,0	17,3±2,1

По данным представленным в таблице видно, что альбумин существенно улучшил качественные характеристики криоконсервированной спермы. Сперма, замороженная с альбумином, имела достоверно более высокую скорость движения сперматозоидов и значительно более высокую переживаемость (подвижность через 5 часов культивирования).

В таблицах 2-4 представлены данные о характеристиках криоконсервированной спермы быка, замороженной в присутствии гиалуроновой кислоты, метилцеллюлозы и альгината натрия.

Табл. 2. Влияние гиалуроновой кислоты в сочетании с липосомами из соевых фосфолипидов в криозащитной среде на характеристики спермы после криоконсервации

	Подвижность после размораживания, %.	Средняя скорость сперматозоидов. Мкм/сек.	Подвижность замороженно-оттаянных сперматозоидов после 5 часов культивирования при 38°C, %.
липосомы	27±5,5	58±5	3±1,0
Липосомы +альбумин, 5%	28±6,0	54±5	4±1,4

Табл. 3. Влияние метилцеллюлозы в сочетании с наноразмерными липосомами из соевых фосфолипидов в криозащитной среде на характеристики спермы после криоконсервации

	Подвижность после размораживания, %.	Средняя скорость сперматозоидов. Мкм/сек.	Подвижность замороженно-оттаянных сперматозоидов после 5 часов культивирования при 38°C, %.
Липосомы	22,5±2,9	54±7	единичные
Липосомы+ метилцеллюлоза 0.03%	21,5±2,9	51±7	единичные
Липосомы+ метилцеллюлоза 0.1%	20,4±3,6	53±3	1,5±1,3

Табл. 4. Влияние альгината натрия в сочетании с наноразмерными липосомами из соевых фосфолипидов в криозащитной среде на характеристики спермы после криоконсервации

	Подвижность после размораживания, %.	Средняя скорость сперматозоидов. Мкм/сек.	Подвижность замороженно-оттаянных сперматозоидов после 5 часов культивирования при 38°C, %.
липосомы	33,5±4,8	56±8	3,3±1,1
Липосомы+ альгинат Na 0,002%	30,5±2,6	56±6	11,0±6,7
Липосомы+ альгинат Na 0,01%	29,5±2,1	65±3	11,0±6,3
Липосомы+ альгинат Na 0,05%	32,0±5,2	63±3	12,5±5,6

По представленным результатам видно, что гиалуроновая кислота и метилцеллюлоза, несмотря на наличие мембранопротективных свойств не оказали заметного защитного эффекта в процессе криоконсервации. В отличие от этих двух веществ альгинат натрия проявил определенные криозащитные свойства, хотя и более слабые по сравнению с альбумином. Сперма, замороженная в присутствии альгината, имела достоверно более высокие показатели по переживаемости (подвижность через 5 часов культивирования) по сравнению со спермой, замороженной без альгината. Проведенные эксперименты не позволили выявить наиболее оптимальную концентрацию альгината в криозащитной среде. Можно сделать предположение, что оптимум концентрации альгината имеет широкие пределы.

Помимо веществ, указанных в таблицах нами были проведены эксперименты по влиянию каррагинана в концентрациях 0,01-0,1% на выживаемость спермы в процессе криоконсервации. Добавление каррагинана в криозащитную среду вызвало сильную агглютинацию сперматозоидов и резко понизило характеристики замороженно-оттаянной спермы.

Влияние автоклавирования на размерные характеристики липосом в сочетании с альгинатом и без него

Большинство культуральных и криозащитных сред стерилизуют методом фильтрации через фильтры с порами менее 200нм. Однако стерилизация автоклавированием в ряде случаев представляется более надежным и доступным методом

стерилизации. Как альгинат, так и фосфолипиды, устойчивы к температурному воздействию 100-120°C. В то же время, воздействие высокой температуры может способствовать слиянию липосом и изменению взаимодействия липосом с высокомолекулярными веществами. Мы исследовали влияние автоклавирования на размерные характеристики липосом. В эксперименте были использованы липосомы, полученные дроблением на гомогенизаторе высокого давления ДОНОР-1, т.к. этот способ позволяет получить более однородные липосомы с одним пиком распределения по размерам, в то время как ультразвуковое дробление липосом из сложной смеси фосфолипидов часто дает распределение по размерам с двумя и тремя пиками (Шишова и др. 2017). Средний размер липосом до автоклавирования составил 86±65 нм, после автоклавирования 84±55нм. Следовательно, автоклавирование не меняет средние размеры частиц и характер их распределения по размерам, з чего можно сделать вывод, что автоклавирование не инициирует слипание или слияние липосом с укрупнением размеров.

При добавлении в криозащитную среду, содержащую липосомы альгината натрия, в распределении частиц по размерам наблюдались 2 пика. Первый пик в пределах 6-12 нм, второй пик в пределах 60-150 нм (средний размер 90 нм). Первый пик достаточно точно соответствует размеру ассоциатов молекул альгината натрия. Из полученных данных можно сделать вывод, что часть молекул альгината натрия не распределяется по поверхности липосом, как ожидалось, а самоорганизуется в виде независимых глобул. Согласно литературе, при самоорганизации альгината в глобулы в слабых растворах образуется тримодальное распределение частиц, образуемое различными ассоциатами молекул с пиками 6-13нм, 29-70 нм и 130-170нм. Пик 29-70 нм, очевидно, сливается с пиком , характерным для липосом (25-70). Кроме того присутствует небольшое количество частиц в диапазоне третьего пика (130-370 нм) (Оберюхтина, и др. 2002).

После автоклавирования характер распределения частиц по размерам изменялся. Максимум первого пика сдвигался с 10 до 35 нм, Второй пик сдвигался менее значительно с 90 до 95 нм. Можно сделать вывод, что в процессе автоклавирования происходит укрупнение агрегатов альгината. Для того, чтобы установить, происходит ли при автоклавировании взаимодействие молекул альгината с липосомами необходимо будет проводить дополнительное исследование.

Эксперименты по влиянию автоклавирования на криозащитные свойства комплекса наноразмерных липосом с альгинатом не выявили какого-либо влияния. Криозащитная эффективность криозащитной среды, подвергшейся и не подвергшейся автоклавированию, была идентична.

Работа поддержана РФФИ, проект № АААА-А19-119012290177-0

Литература

1. И.А.Оберюхтина, К.Г.Боголицын, Н.Р.Попова, Л.Н.Парфенова. Применение метода лазерной корреляционной спектроскопии в исследовании гидродинамических свойств разбавленных растворов альгината натрия. Всероссийская конференция «Химия и технология растительных веществ», устный доклад, Казань, 24-27 июня 2002 г.
2. Thirumala S, Gimble JM, Devireddy RV. Evaluation of methylcellulose and dimethyl sulfoxide as the cryoprotectants in a serum-free freezing media for cryopreservation of adipose-derived adult stem cells. Stem Cells Dev. 2010 Apr;19(4):513-22.
3. Dalimata, AM, J K Graham, 1997, Cryopreservation of rabbit spermatozoa using acetamide in combination with trehalose and methyl cellulose: Theriogenology, v. 48, p. 831-841.
4. Шишова Н.В., Комбарова Н.А., Серая О.Ю., Миронова Е.А., Пашовкин Т.Н., Гахова Э.Н. Исследование криозащитного действия лецитинов растительного происхождения леципро-с и леципро-90 // биологические мембраны: журнал мембранной и клеточной биологии (biologicheskie membrany), 2017. t. 34, № 3. с. 223-230.

Секция № 6.

**МЕХАНИКА МАШИН И
УПРАВЛЕНИЕ МАШИНАМИ,
РОБОТОТЕХНИКА**

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДА ХОРД ДЛЯ АНАЛИЗА РАБОЧИХ ЗОН МЕХАНИЗМА ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ

USE OF THE CHORD METHOD FOR ANALYZING WORKSPACES OF A PARALLEL STRUCTURE MECHANISM

Антонов А.В. – к.т.н., м.н.с., Чернецов Р.А. – аспирант, Ульянов Е.Е. – аспирант,
Иванов К.А. – аспирант

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук
ant.ant.rk@gmail.com

Abstract. The size and shape of the mechanism working area are one of the most important criteria of its performance. Known approaches to the analysis of the workspace, such as the geometric method or the discretization method, have a number of features that limit their effective application. This paper considers the optimization chord method for determining the working areas of various types on the example of a planar parallel mechanism. The simulation results for maximum, constant orientation and dextrous workspaces are presented.

Keywords: parallel structure mechanism, workspace, chord method.

Аннотация. Размеры и форма рабочей зоны механизма являются одним из важнейших критериев его работоспособности. Известные подходы к анализу рабочего пространства, такие как геометрический метод или метод дискретизации, обладают рядом особенностей, ограничивающих их эффективное применение. В данной работе рассматривается оптимизационный метод хорд для определения рабочих зон различных видов на примере плоского механизма параллельной структуры. Приведены результаты моделирования максимальной рабочей зоны, рабочей зоны с постоянной ориентацией выходного звена и зоны для диапазона ориентаций.

Ключевые слова: механизм параллельной структуры, рабочая зона, метод хорд.

Механизмы параллельной структуры представляют собой замкнутые механизмы, выходное звено которых соединено с основанием при помощи нескольких кинематических цепей. Такие механизмы обладают рядом преимуществ по сравнению с традиционными манипуляторами последовательного типа: высокой грузоподъемностью, хорошей жесткостью и повышенными показателями точности. Это позволяет им находить применение в самых разнообразных сферах жизни человека [1, 2].

Однако данным механизмам присущ и ряд недостатков. Один из наиболее существенных недостатков – это небольшой размер рабочей зоны механизма по сравнению с манипуляторами последовательной структуры. Данный факт обусловлен наличием дополнительных конструктивных ограничений, накладываемых кинематическими цепями механизма, например, таких как допустимые углы и перемещения в неуправляемых шарнирах и условия непересечения звеньев.

Размеры и форма рабочей зоны являются одним из важнейших параметров механизма, и успешное выполнение поставленных задач во многом зависит от знания габаритов рабочего пространства, поскольку траектории движения механизма не должны выходить за его пределы. Особенности структуры механизмов параллельного типа зачастую не позволяют дать очевидный ответ о форме рабочей зоны, поэтому для ее оценки прибегают к использованию различных методов [3].

Один из наиболее известных подходов – геометрический [4, 5]. Данный метод основан на построении поверхностей, которые могут описывать звенья и шарниры механизма в процессе движения, и анализе пересечений данных поверхностей. Такой подход является довольно наглядным и интуитивно понятным, однако его становится трудно применять при оценке рабочей зоны механизмов со сложной структурой и при учете большого количества конструктивных ограничений.

Другой широко применяемый метод основан на дискретизации рабочего пространства [6–8]. При этом пространство разбивается на множество точек, для каждой из которой осуществляется проверка условий выполнения ограничений. Данный подход позволяет учесть практически любые конструктивные ограничения для механизмов со сложной структурой, но для точной оценки рабочей зоны требуется большое число точек для анализа. Это приводит к увеличению времени расчета и является главным недостатком данного метода.

В данной работе представлен подход к анализу рабочих зон различных типов для механизма параллельной структуры, основанный на оптимизационном методе хорд. Этот метод представляет собой эффективный способ определения границ рабочей зоны с учетом различных ограничений и предназначен для анализа плоских механизмов, однако он может быть адаптирован и для анализа пространственных механизмов путем последовательного применения для срезов вдоль какой-либо из координатных осей. Описание метода хорд с примерами его использования подробно представлено в [9–11] и не является целью данной работы.

Рассмотрим применение указанного метода для плоского механизма параллельной структуры, кинематическая схема которого приведена на рис. 1.

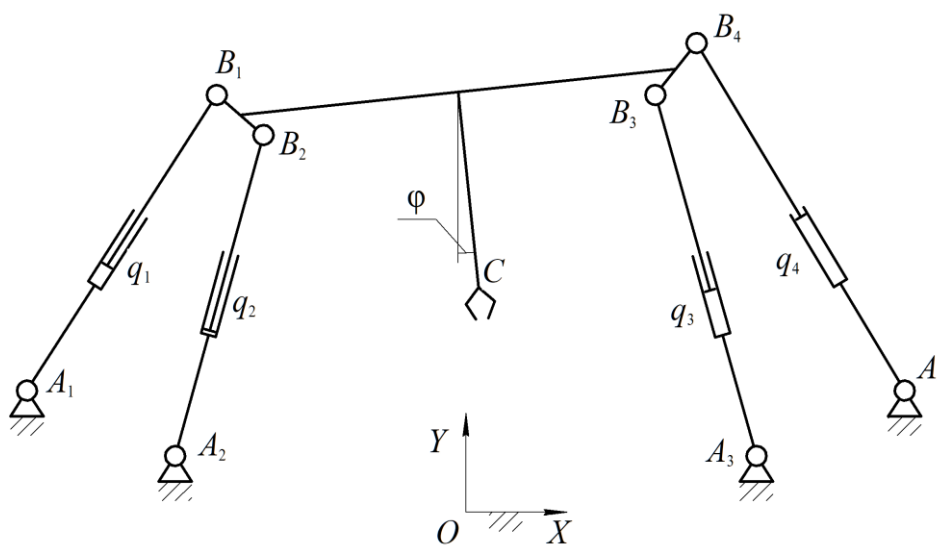


Рис. 1. Кинематическая схема рассматриваемого механизма

В данном механизме выходное звено соединено с основанием при помощи четырех одинаковых кинематических цепей, причем одна из цепей здесь является избыточной и введена для увеличения жесткости механизма и исключения особых положений. Тем не менее, механизм обладает тремя степенями свободы. Можно выделить следующие конструктивные ограничения:

- допустимые диапазоны изменения длин кинематических цепей $q_1 - q_4$ (рис. 1);
- допустимые углы поворота в шарнирах основания $A_1 - A_4$;
- допустимые углы поворота в шарнирах выходного звена $B_1 - B_4$.

Рассмотрим построение рабочих зон различных типов.

Максимальная рабочая зона представляет собой область пространства, которая может быть достигнута какой-либо точкой выходного звена механизма (в данном случае, точкой C по рис. 1) без каких-либо ограничений на его ориентацию, т.е. на угол φ (рис. 1). Результаты моделирования границы данного рабочего пространства с использованием пакета MATLAB показаны на рис. 2. Розовыми штрихами показана ориентация выходного звена в точках на границе.

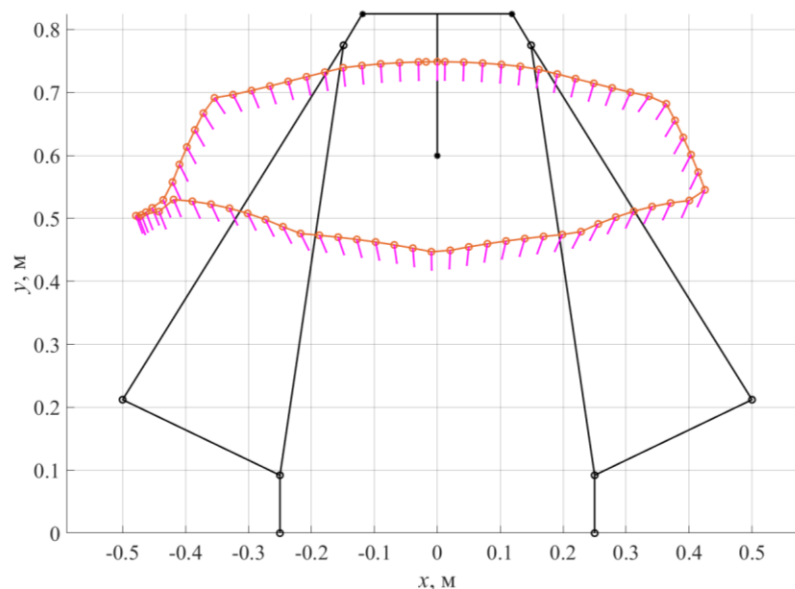


Рис. 2. Максимальная рабочая зона

Также была построена рабочая зона для постоянной ориентации выходного звена: $\varphi = 0$ (рис. 3). Можно видеть, что размеры данного рабочего пространства значительно уменьшились по сравнению с размерами максимальной рабочей зоны (рис. 2).

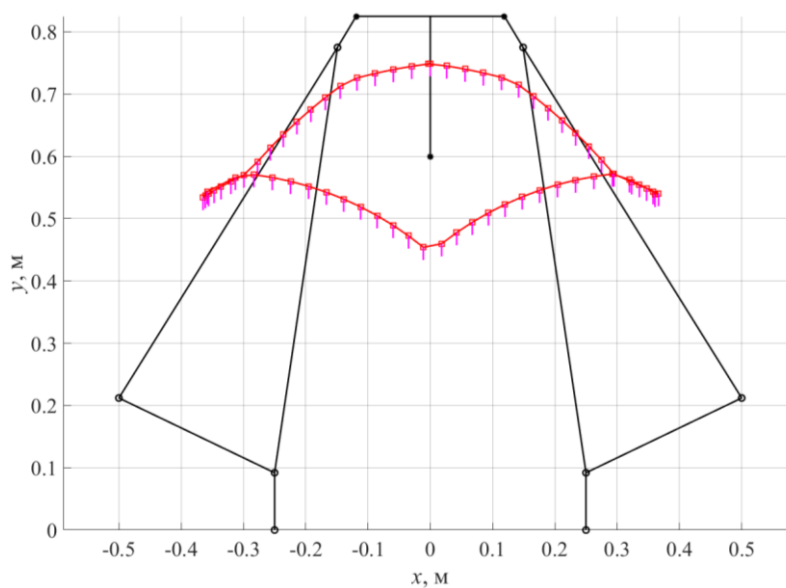


Рис. 3. Рабочая зона для постоянной ориентации ($\varphi = 0$)

Метод хорд также дает возможность определения рабочей зоны для известного диапазона ориентаций выходного звена. При этом гарантируется возможность существования точки выходного звена в пределах построенной зоны для любой ориентации из заданного диапазона. В пакете MATLAB были построены рабочие зоны для следующих диапазонов изменения угла φ : $[-5^\circ, +5^\circ]$, $[-15^\circ, +15^\circ]$ и $[-30^\circ, +30^\circ]$. Результаты моделирования приведены на рис. 4. Как видно из рисунка, с расширением диапазона размеры рабочей зоны значительно уменьшаются.

Таким образом, метод хорд позволяет эффективным образом получать границы рабочих зон различных типов. Проведенный анализ рабочих зон в дальнейшем был успешно использован для геометрического синтеза реального механизма.

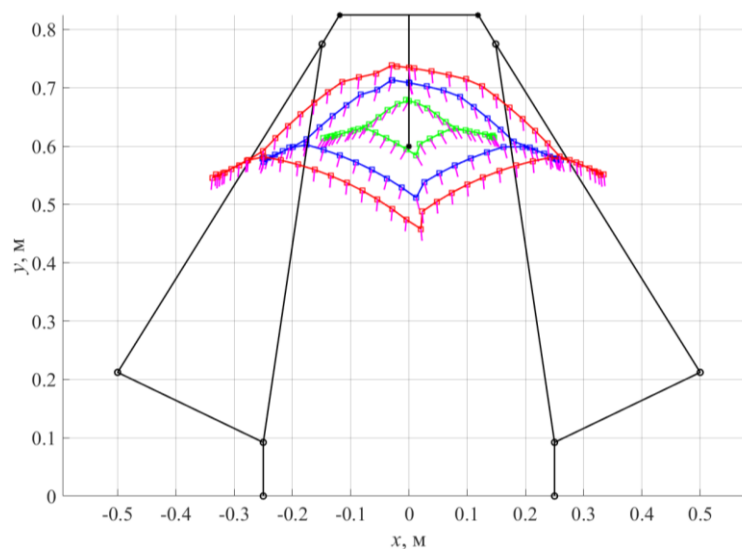


Рис. 4. Рабочая зона для различных диапазонов угла ориентации φ : красным для $[-5^\circ, +5^\circ]$; синим для $[-15^\circ, +15^\circ]$; зеленым для $[-30^\circ, +30^\circ]$

Литература

1. Merlet J.-P. Parallel Robots. Second Edition. Springer. Dordrecht, 2006. 402 p.
2. Глазунов В.А., Филиппов Г.С., Ганиев Р.Ф. Актуальные проблемы машиноведения и пути их решения. Волновые и аддитивные технологии, станкостроение, роботохирургия // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 5. С. 16–25.
3. Эрастова К.Г., Ларюшкин П.А. Рабочие зоны механизмов параллельной структуры и способы определения их формы и размеров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. № 8 (689). С. 78–87.
4. Kong X., Gosselin C.M. Kinematics and Singularity Analysis of a Novel Type of 3-CRR 3-DOF Translational Parallel Manipulator // The International Journal of Robotics Research. 2002. Vol. 21. Iss. 9. P. 791–798.
5. Aboulissane B., El Haiek D., El Bakkale L., El Bahaoui J. On the Workspace Optimization of Parallel Robots Based on CAD Approach // Procedia Manufacturing. 2019. Vol. 32. P. 1085–1092.
6. Пашенко В.Н. Построение рабочей зоны шестистепенного манипулятора параллельной структуры на базе кривошипно-шатунного механизма // Интернет-журнал Науковедение. 2016. Т. 8. № 3 (34). С. 135.
7. Быков Р.Э., Глазунов В.А., Глазунова О.В., Хай Ч.Д. Моделирование рабочего пространства механизма параллельной структуры с четырьмя кинематическими цепями // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 5. С. 10–15.
8. Cervantes-Sánchez J.J., Rico-Martínez J.M., Pérez-Muñoz V.H. An Integrated Study of the Workspace and Singularity for a Shönflies Parallel Manipulator // Journal of Applied Research and Technology. 2016. Vol. 14. Iss. 1. P. 9–37.
9. Snyman J.A., du Plessis L.J., Duffy J. An Optimization Approach to the Determination of the Boundaries of Manipulator Workspaces // Journal of Mechanical Design. 2000. Vol. 122. Iss. 4. P. 447–456.
10. Hay A.M., Snyman J.A. The Chord Method for the Determination of Nonconvex Workspaces of Planar Parallel Manipulator // Computers & Mathematics with Applications. 2002. Vol. 43. Iss. 8–9. P. 1135–1151.
11. Hay A.M., Snyman J.A. A Multi-Level Optimization Methodology for Determining the Dextrous Workspaces of Planar Parallel Manipulators // Structural and Multidisciplinary Optimization. 2005. Vol. 30. Iss. 6. P. 422–42.

**АВТОМАТИЗАЦИЯ ПОСТРОЕНИЯ ТРАЕКТОРИИ ДВИЖЕНИЯ
МАНИПУЛЯЦИОННОГО РОБОТА ДЛЯ ПРОВЕДЕНИЯ
ТЕНЗОАЛГОМЕТРИИ МЯГКИХ ТКАНЕЙ**

*AUTOMATION OF THE CONSTRUCTION OF THE TRAJECTORY OF THE
MANIPULATION ROBOT FOR TENSOALGOMETRY OF SOFT TISSUES*

Архипов М.В. – к.т.н, доцент, **Вжесневский Е.А.** – аспирант, **Хмячина Е.А.** – аспирант
Московский Политехнический Университет
maksim_av@mail.ru

Abstract. The problem statement and solutions for using the vision system to automate constructing trajectories for tensoalgotometric diagnostics of human soft tissues are considered. The research structure of the robotic system is equipped with a vision system and a power sensor. Robots to accelerate the procedures of geometric power characteristics of soft biological human tissues. The results of work in the form of programs and algorithms are presented.

Key words: manipulation robot, vision system, soft biological tissues, tensoalgotometry, positional control.

Аннотация. Рассматривается постановка задачи и решения по использованию системы технического зрения для автоматизации процесса построения траекторий при тензоалгометрической диагностике мягких тканей человека. Рассматриваются структура робототехнической системы оснащенной системой технического зрения и силовым датчиком, а так-же параметры объекта исследования. Предлагаются решения по алгоритмизации процесса машинного обучения робота для ускорения процедуры идентификации геометрических силовых характеристик мягких биологических тканей человека. Приводятся результаты работы в виде программ и алгоритмов, а также разработанного интерфейса управления режимом машинного обучения.

Ключевые слова: манипуляционный робот, система технического зрения, мягкие биологические ткани, тензоалгометрия, позиционное управление.

При проведение такой сложной манипуляции, как тензоалгометрия мягких тканей, необходимо создание модели траектории движения робота-манипулятора, оснащенного системой датчиков усилия, которая оценивает силу реакции мягких тканей на погружение зонда. Траектория движения неопределенна и зависит от особенностей строения тела человека. Для ускорения проведения исследование необходима система, которая без участия программиста способна воспринять параметры исследуемой среды, запомнить их в памяти системы управления роботом, и воспроизвести движения при повторном исследовании.

Система состоит из двух компонентов: системы управления робота-манипулятора и персонального компьютера, которые подключены к общей локальной сети по протоколу Ethernet.

Процесс взаимодействия имеет следующий вид: имеется общая сетевая папка, доступная основным компонентам системы. Для ПК, под управлением операционной системой Windows, написана программа на языке C#, которая работает с подключенной к ПК камерой, способной делать фотоснимки в высоком разрешении, таким образом образуя систему технического зрения. Камера размещена над рабочей областью робота-манипулятора и направлена видеоискателем вертикально вниз на пациента. По команде оператора камера делает первый снимок тела пациента, готового к проведению исследования. Оператора располагает на теле пациента цветные наклейки из яркого непрозрачного материала, который хорошо контрастирует с цветом кожи. после расположения меток, оператор даёт команду программе на второй снимок.

Алгоритм программы составлен с использованием библиотеки компьютерного зрения OpenCV (EmguCV), благодаря чему решается задача определения координат цветных меток (наклеек) на фото путем вычитания цвета каждого пикселя первого снимка из соответствующего цвета пикселя второго снимка.

Результатом этой операции является черно-белое изображение, где черный цвет означает равенство цвета обоих пикселей с заданным порогом отклонения, а белым – те пиксели, где этот порог был превышен, то есть те места где была наклеена метка.

Далее алгоритм при помощи инструментов библиотеки OpenCV устраняет шумы и иные нежелательные элементы на изображении, возникшие в результате движения пациента при помощи фильтрации. Также, с помощью встроенных инструментов библиотеки OpenCV убираются все белые участки, площадь которых меньше запрограммированной площади метки.

Применяя операцию по определению контуров получившихся фигур, программа формирует именованный файл таблицы в общей с системой управления роботом папке, куда записываются координаты центров окружностей меток, пересчитанные в координатное пространство манипулятора.

Программа управления роботом-манипулятором написана таким образом, чтобы иметь возможность выбрать нужный файл в сетевой папке, иметь возможность пройти от точки до точки из таблицы, выполняя диагностические приемы погружения зонда по вертикальной оси до тех пор, пока не будет достигнут порог по усилию реакции мягких тканей, либо не будет получена команда от оператора или от пациента, сигнализирующая об окончании движения и перехода к следующей точке.

В момент погружения зонда, система управления записывает показания системы датчиков в таблицу напротив координат каждой точки, где фиксируются данные о каждом пройденном миллиметре для последующей визуализации и оценки состояния пациента.

Таким образом осуществляется проведение исследование мягких тканей и оценки их состояния без непосредственного программирования траектории движения манипуляционного робота, что значительно снижает требования к квалификации оператора, ускоряет проведение исследования и исключает вероятность допущения ошибки в позиционировании робота.

Для задачи реализации позиционно-силового управления роботом KR5 при выполнении массажа, была разработана программа, реализующая силовое обучение робота.

Назначение данной программы состоит в том, что необходимо адаптировать работу робота при манипуляции на любых поверхностях, с различным рельефом.

Для аппаратной реализации этого метода необходимо иметь дополнительные измерительные системы, например, систему технического зрения (СТЗ). Динамическое отслеживание положения пациента с помощью СТЗ позволит с определенной частотой делать «видеозахват» области, где находится пациент. После этого выявляются реперные точки, которые привязываются к частям тела (например, седьмой шейный позвонок, контур спины, контур позвоночника). По полученному снимку вычисляются длины и расстояния между этими точками в миллиметрах. По заложенному в памяти ЭВМ топографически-анатомическому ориентиру рельефа среднестатистического человека, осуществляется подстройка полученной информационной картины от СТЗ к сетке ориентиров, рис. 1.

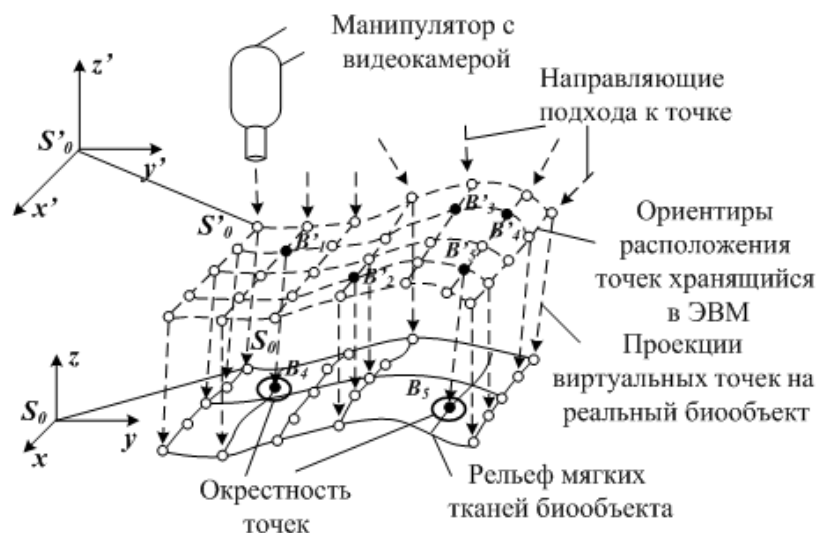


Рис. 1. Схема переноса виртуальной сетки на проецируемую область
 Здесь: (x', y', z') – система координат ориентиров точек обучения;
 (x, y, z) – система координат биообъекта;
 $(S'0, S0)$ – реперные точки (кости, сухожилия, суставные выступы)

Пересчет точек из виртуальной сетки на реальный объект ($B'_n \rightarrow B_n$) связан с расчетом индивидуальных анатомических пространственных данных (являющимся для каждого пациента своими), ориентируясь при этом на реперные точки $S'0, S0$ координаты которых определены с помощью СТЗ.

Вычислив параметры x, y на реальной поверхности, параметр z определяется расчетным способом, но требует экспериментального уточнения, т.к. рельеф конкретного пациента определяется только контактом. Зная x, y , щуп робота позиционируется над проекцией точки B_n и, опускаясь в нее, при соприкосновении, запоминает соответствующую точку z , запуская параллельно алгоритм опроса датчика силы.

Далее повторяется цикл операций, связанных с поиском последующих z , опусканием и съемом диагностической информации в найденной точке по упругости. После очередного съема параметров точки информация передается в память компьютера. При этом необходимо продиагностировать нужное количество точек чтобы формировать управление воздействием. Схема такого алгоритма приведена на рис. 2.

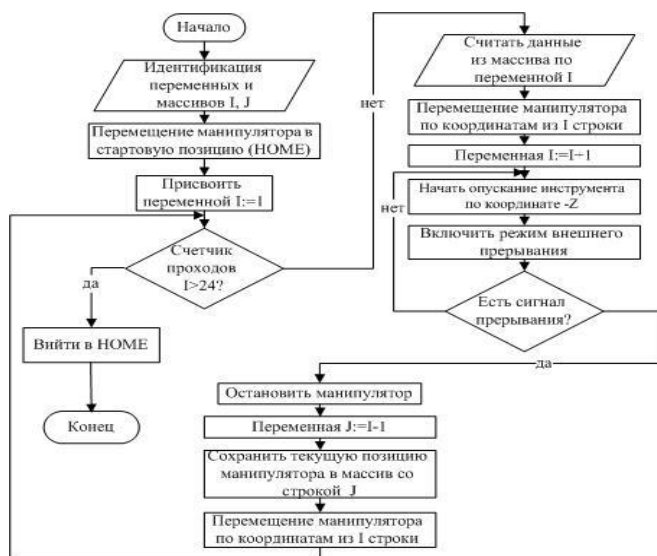


Рис. 2. Алгоритм программы реализации силового обучения робота KR5 для выполнения процедур механостимуляции

В цикле происходит опрос и контроль с определенной частотой следующих данных:

- текущее актуальное положение пациента;
- пересчет координат точек виртуальных в реальные на поверхность при смещении инструмента по оси z;

При смещении актуальной позиции необходимо перейти в режим, который предполагает отвод инструмента с поверхности точки на безопасное расстояние, в очередном такте осуществляется продолжение незавершенного приема.

Заключение

Реализация метода автоматизированного построения траекторий для манипуляционного робота выполняющего диагностическую процедуру тензоалгометрии может быть обеспечена только на роботах либо с позиционно-силовым управлением и второй вариант с использованием системы технического зрения. В функции СТЗ входит первичное сканирование контрастных меток нанесенных на профиль поверхности спины человека, программная обработка изображения и фильтрация шумов, формирование файла с целевыми координатами для построения траекторий по которым будет перемещаться инструмент робота.

В статье описаны и приведены алгоритмы машинного обучения, идентификации геометрических параметров профиля поверхности спины человека. Так же описано о среде программной обработки сигналов, считанных видеокамерой СТЗ. По разработанным алгоритмам были написаны программы, которые в настоящее время продолжают исследоваться.

Литература

1. Тензометрия упругих объектов манипуляционным роботом Архипов М.В., Вжесневский Е.А.
2. Разработка и исследование информационной системы мониторинга позиционирования мобильных медицинских комплексов Хмячин Д.В., Архипов М.В., Хмячина Е.А.
3. Роботы для восстановительной медицины: проблемы и технические решения Архипов М.В., Рачков М.Ю., Головин В.Ф., Кочеревская Л.Б.

ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ ПРОГРАММНОГО РЕЖИМА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ МОБИЛЬНОГО РОБОТА С ДВИЖИТЕЛЕМ МИНИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ¹

DETERMINATION OF THE PROGRAM MODE OF MOBILE ROBOT PROGRESSIVE MOTION WITH THE MINIMUM POWER MOTOR

Бордюгов Д.В. – студент, Брискин Е.С. – д.ф.-м.н., зав. каф., Калинин Я. В. – к.т.н., доц.

Волгоградский государственный технический университет

denklopuk@gmail.com

Annotation. The translational movement of a mobile robot as a solid body with a rectilinear motion of its center of mass is considered. The law of control of a mobile robot is sought, corresponding to the condition of minimum engine power, which, in turn, leads to a reduction in energy loss and heat loss.

Keywords: mobile robot, power minimization, control algorithm.

Аннотация. Рассматривается поступательное перемещение мобильного робота, как твердого тела, с прямолинейным движением его центра масс. Ищется закон управления мобильным роботом, соответствующий условию минимума мощности двигателя, что, в свою очередь, приводит к снижению энергопотерь, тепловых потерь.

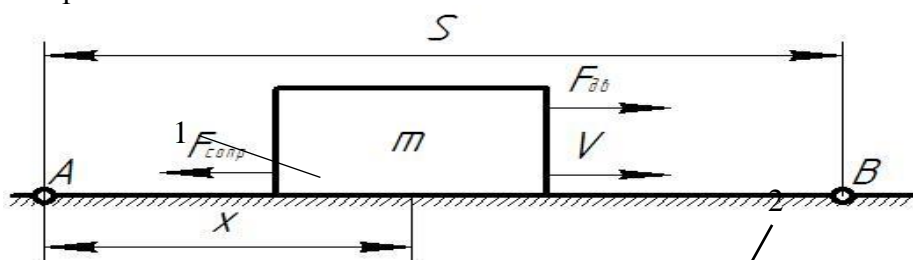
Ключевые слова: мобильный робот, минимизация мощности, алгоритм управления.

Введение

Одна из проблем мобильной робототехники состоит в снижении энергозатрат на перемещение мобильного робота из одной точки в другую. В процессе движения мощность двигателя затрачивается на преодоление сил сопротивления, на восполнение необратимых потерь в двигателе, системе механизмов, а в случае применения шагающих движителей, и на разгон и торможение отдельных его узлов и механизмов [1,2]. Решение этой задачи достигается различными методами: применением новых конструкционных материалов, снижением трения между взаимодействующими отдельными узлами мобильного робота, снижением виброактивности механизмов, входящих в состав робота, выбором оптимальных законов управления [3-5]. Обычно ставится задача о снижении тепловых потерь в двигателях, однако актуальным является и определение максимальной или среднеквадратичной мощности движителей, которые целесообразно минимизировать [6].

Постановка задачи

Рассматривается поступательное движение мобильного робота из точки A в точку B . В начальный момент времени $t_n = t_0$, $\dot{x} = V_0$. В конечный момент времени $t_k = \tau$, $\dot{x} = V_1$. Расчетная схема (рис.1) представляет собой твердое тело массой m , движущееся по прямолинейной поверхности.



1 – мобильный робот, 2 – поверхность
Рис. 1. Расчетная схема мобильного робота

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФ, проект № 18-71-10069

Уравнение движения рассматриваемой механической системы имеет вид:

$$m\ddot{x} = F_{\text{дв}} - F, \quad (1)$$

где F – сила сопротивления движению мобильного робота. В простейшем случае $F = \text{const}$.

Ставится задача о минимизации мощности двигателя и выбора оптимального способа управления мобильным роботом в процессе изменения его скорости.

Метод решения. В качестве метода решения используется метод Эйлера – Пуассона:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial \Phi}{\partial x} = 0. \quad (2)$$

где Φ – подынтегральная функция критерия качества, соответствующая средней потребляемой мощности

Условие минимума мощности:

$$I = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} [(m\dot{V} + F)V]^2 dt = \frac{1}{\tau} \int_0^{\tau} \Phi dt, \quad (3)$$

тогда из уравнения (2) с учетом (3) следует:

$$\frac{d^2}{dt^2} (V^2) = \frac{2F^2}{m^2}. \quad (4)$$

$$V^2 = c_1 + c_2 t + \frac{F^2}{m^2} t^2, \quad (5)$$

при $t=t_0, V=V_0$, следует: $c_1 = V_0^2$,

при $t=\tau, V=V_1$: $c_2 = \frac{V_1^2 - V_0^2}{\tau} - \frac{F^2}{m^2} \tau$.

Подставляя полученные значения в уравнение (5), получаем:

$$V = \sqrt{a^2 t(t - \tau) + \frac{V_1^2 - V_0^2}{\tau} t + V_0^2}, \quad (6)$$

где $\frac{F}{m} = a$ - коэффициент, имеющий размерность ускорения (m/c).

$$a^2 t^2 + \left[\frac{V_1^2 - V_0^2}{\tau} - a^2 \tau \right] t + V_0^2 \geq 0, \quad (7)$$

Уравнение (5) имеет решение, в случае, когда дискриминант D уравнения (7) меньше или равен нулю:

$$\begin{cases} D = \left(\frac{V_1^2 - V_0^2}{\tau} \right)^2 - 2a^2 (V_1^2 - V_0^2) + a^4 \tau^2 - 4a^2 V_0^2 \\ D \leq 0 \end{cases} \quad (8)$$

Результаты решения

1) Рассматриваем случай: $V_0 = 0$ м/с, $V_1 = 10$ м/с, $a = 2,5$ м/с², тогда время τ , соответствующее времени разгона, находится графическим методом из системы (8):

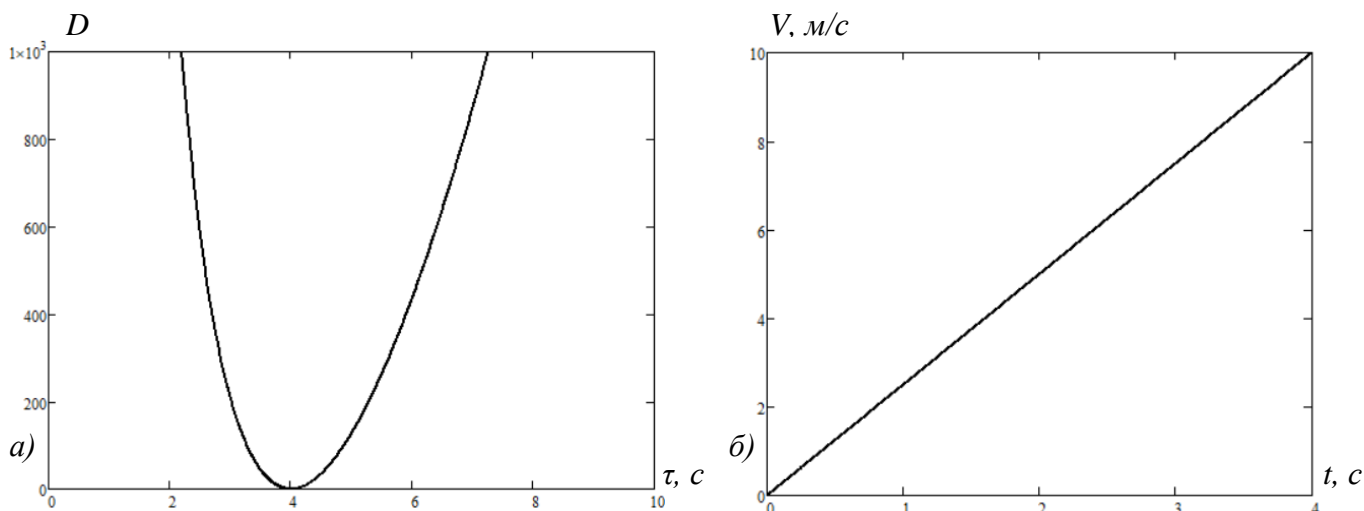


Рис. 2. а) Зависимость изменения дискриминанта D от времени τ с.
 б) Зависимость изменения скорости V м/с от времени t с, при $\tau = 4$ с.

Из рис.2. (а) следует, что единственное решения при заданных параметрах $\tau = 4$ с.
 Изменение скорости, соответствующее минимуму мощности двигателя, имеет вид: рис.2. (б).

2) В качестве следующего примера, возьмем: $V_0 = 40$ м/с, $V_1 = 20$ м/с, $a = 2,5$ м/с², тогда время τ , соответствующее времени торможения, находится графическим методом из системы (8):

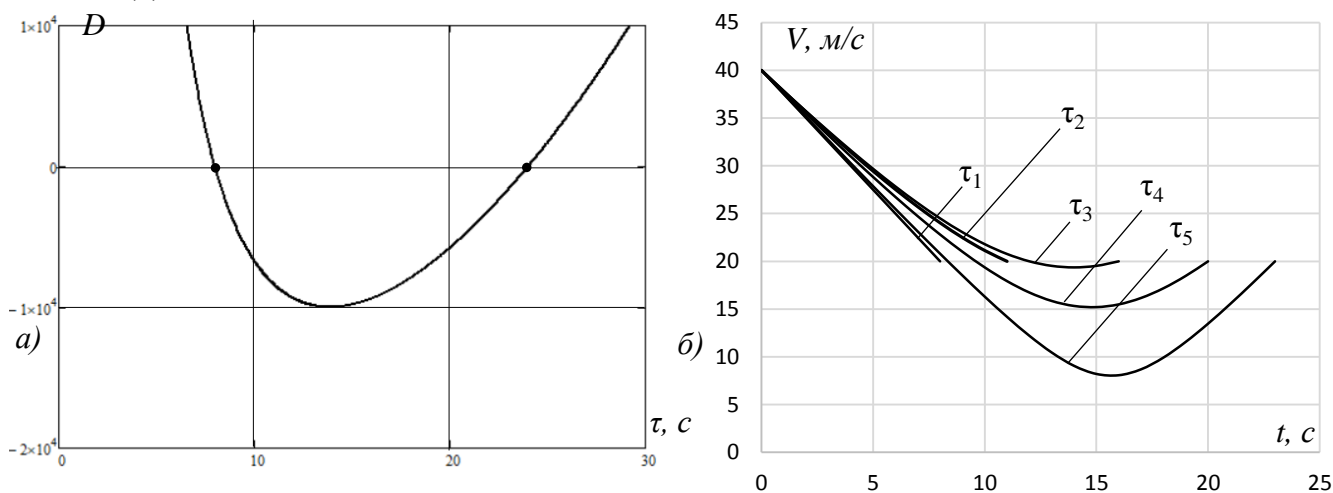


Рис. 3. а) Зависимость изменения дискриминанта D от времени τ с.
 б) Зависимость изменения скорости V м/с от времени t с, при $\tau_1 = 8$ с, $\tau_2 = 12$ с, $\tau_3 = 16$ с, $\tau_4 = 20$ с, $\tau_5 = 23$ с.

Из рис.3. (а) следует: диапазон решений при заданных параметрах $8с. \leq \tau < 24$ с.
 Изменение скорости, соответствующее минимуму мощности двигателя, имеет вид: рис.3. (б).

3) Задаем: $V_0 = 10$ м/с, $V_1 = 35$ м/с, $a = 2,5$ м/с², тогда время τ , соответствующее времени разгона, находится графическим методом из системы (8):

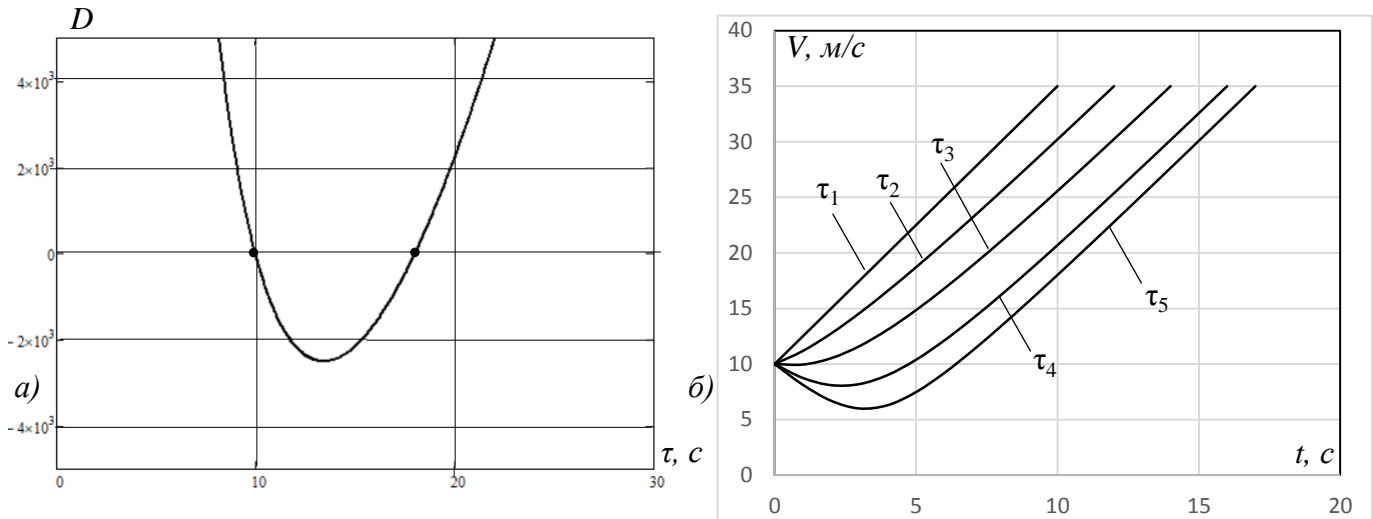


Рис. 4. а) Зависимость изменения дискриминанта D от времени τ с.
 б) Зависимость изменения скорости V м/с от времени t с, при $\tau_1 = 10$ с, $\tau_2 = 12$ с, $\tau_3 = 14$ с, $\tau_4 = 16$ с, $\tau_5 = 17$ с.

Из рис.4. (а) следует: диапазон решений при заданных параметрах $10\text{с.} \leq \tau < 18\text{с.}$

Изменение скорости, соответствующее минимуму мощности двигателя, имеет вид:
 рис.4. (б)

Вывод. Для заданных значений начальной и конечной скорости движения мобильного робота был найден диапазон значений времени τ , при котором возможно необходимое изменение скорости. Был выведен оптимальный закон управления, соответствующий минимуму мощности двигателя.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФ, проект № 18-71-10069

Литература

1. Брискин Е.С., Жога В.В., Малолетов А.В. Об управлении движением шагающей машины с двигателем минимальной мощности//Изв. РАН. МТТ. 2009. № 6. С. 21-30.
2. Охоцимский Д.Е., Платонов А. К. Проблемы создания шагающих машин // Механика и управление движением шагающих машин. 1990. № 1. С. 88 – 93.
3. Об оценке эффективности цикловых механизмов/Е.С. Брискин, Я.В. Калинин, А.В. Малолетов//Известия РАН. Механика твёрдого тела. -2017. -№ 2. -С. 13-19.
4. Голубев Ю. Ф. Брахистохрона с трением // Известия РАН. Теория и системы управления. 2010. №5. С. 41-52.
5. Голубев Ю. Ф. Брахистохрона с сухим и произвольным трением // Известия РАН. Теория и системы управления. 2012. №1. С. 24-39.
6. Брискин Е. С., Калинин Я. В. Об энергетически эффективных алгоритмах движения шагающих машин с цикловыми движителями//Изв. РАН. ТиСУ. 2011. № 2. С. 170-176.

**ПРЯМОЛИНЕЙНОЕ ДВИЖЕНИЕ ВСЕНАПРАВЛЕННОГО МНОГОНОГОГО
ШАГАЮЩЕГО РОБОТА СТРИРУС¹**
*STRAIGHT MOVEMENT OF OMNIDIRECTIONAL MULTI-LEGGED WALKED ROBOT
STRIRUS*

Буличев О.В. – аспирант, м.н.с., **Ахметшин А.А.** – студент
АНО ВО «Университет Иннополис»
{o.bulichev, ay.ahmetshin}@innopolis.ru

Abstract. This article formulates the problem and provides a selection of criteria for teaching a multi-legged walking robot to walk in a straight line. The objective function is developed and substantiated; the requirements necessary for the development of a management system are selected.

Key words: Reinforcement learning, Neural networks, Legged robot, centipede robot, fitness function.

Аннотация. В данной статье сформулирована задача и приведён выбор критериев для обучения многоногого шагающего робота прямолинейному хождению. Разработана и обоснована целевая функция, подобраны критерии, необходимые для разработки системы управления.

Ключевые слова: Обучение с подкреплением, Нейронные сети, Шагающий робот, робот многоножка, Целевая функция.

Описание робота

Для разведки местности под землей в труднодоступных местах с малой видимостью разрабатывается многоногий шагающий робот СтриРус [1]. Ниже (Рис. 1 представлена САПР модель сборки робота.

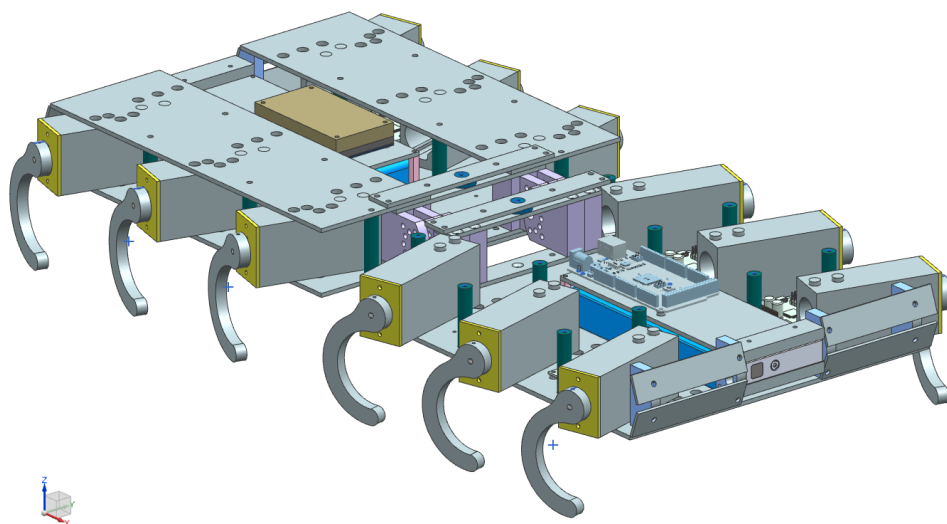


Рис. 1. Многоногий шагающий робот СтриРус, модель в САПР

Данный робот обладает 12 независимыми лапками, по 6 на каждый сегмент. В роботе 2 сегмента, которые соединены следующим соединением, представленным на Рис. 2. Данное звено обеспечивает 3 степени свободы, но одну степень свободы возможно убрать, закрепив одну из пластин в сегменте робота. В работе исследовалась конструкция робота, позволяющая изменять взаимное расположение сегментов, как и вокруг оси тангажа, так и оси крена.

¹ Работа поддержана ЦНТИ, проект № 7/1251/2018г

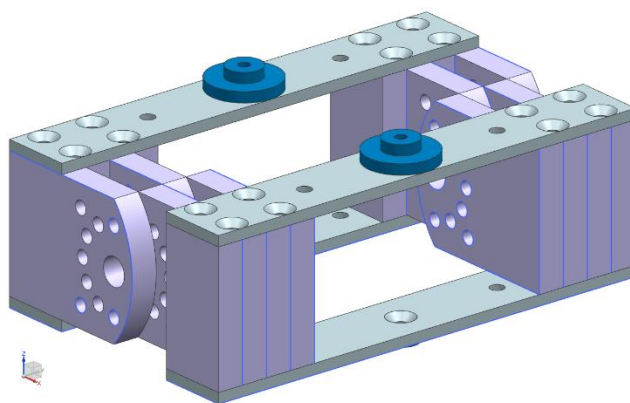


Рис. 2. Звено, соединяющее сегменты робота

Особенность конструкции робота в том, что возможно изменять угол между лапкой и корпусом робота. Данное конструктивное изменение позволило сделать перемещение робота всенаправленным, то есть робот может двигаться во все стороны без смены ориентации корпуса робота. Подобная идея «всенаправленного» движения реализуется при использовании омниколёс. [2].

На Рис. 3 представлена иллюстрация данной концепции: для того, чтобы робот двигался во всех направлениях, необходимо разбить его лапки на группы, чтобы получилось 4 группы. Данные группы на рисунке названы А-Д. То есть в каждую группу вошли по 3 лапки, с каждой стороны одного сегмента.

Если сравнивать с классической компоновкой роботов (угол между корпусом робота и осью вала привода лапки равен 90 градусов), то вектор внешних сил будет таким, как на левой части Рис. 3. Стрелка в центре робота — суперпозиция всех сил. Если изменить угол оси привода лапок в соответствии с предлагаемой концепцией, то возможно получить значения суперпозиции сил, представленные на Рис. 3 в центре. То есть, чтобы переместить корпус робота направо, группы А и D должны вращать лапки в одну сторону, а группы С и В — в противоположную. Правая часть рисунка иллюстрирует расположение групп лапок на исследуемом роботе.

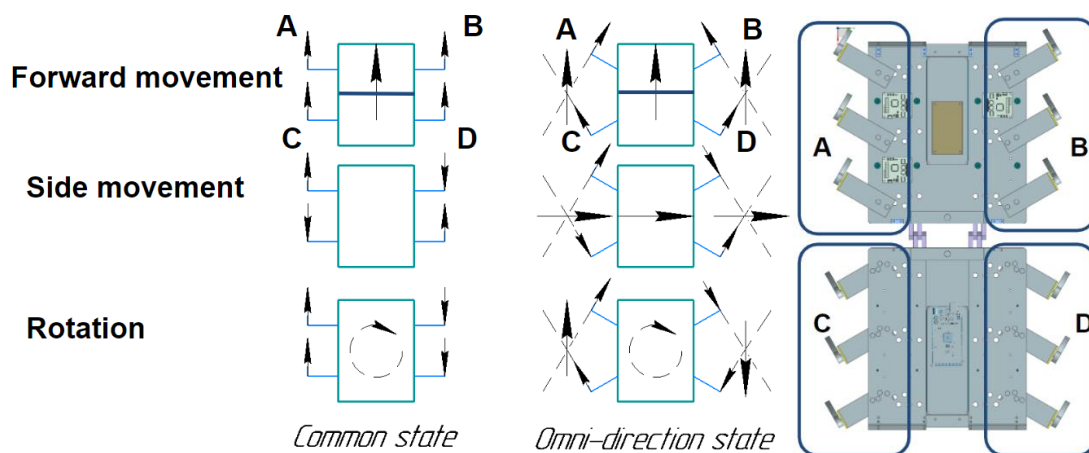


Рис. 3. Векторное представление сил в классическом и всенаправленном состоянии

Лапка робота обладает только одной степенью свободы, но модульность конструкции позволяет поменять их на другие, чем можно расширить возможности данного робота. Ниже представлен макет робота (Рис. 4).

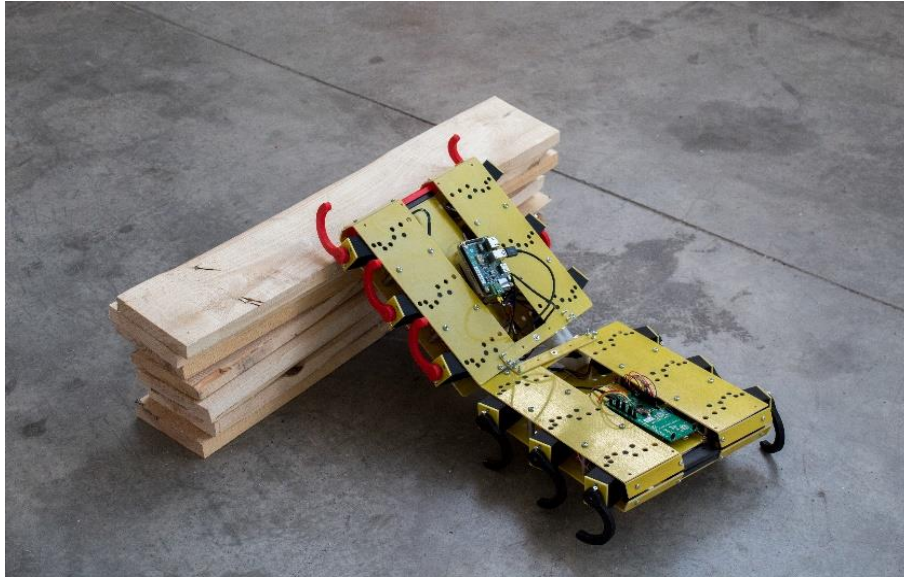


Рис. 4. Многоногий шагающий робот СтруРус, макет

На данном роботе установлены абсолютные энкодеры (Датчик угла поворота) в каждой лапке, что позволяет получить текущий угол. Так же установлены IMU (Инерциальное измерительное устройство) в каждый сегмент. Для управления драйверами (RoboClaw) используется STM discovery. Используемым одноплатным компьютером в роботе является Nvidia Jetson TX2.

Постановка задачи

Для того, чтобы реализовать всенаправленное движение робота, необходимо создать систему управления в соответствии с предложенной идеей. Поэтому, первым шагом стоит правильно сформулировать задачу и выбрать правильные критерии оценки.

Постановка задачи выглядит следующим образом: необходимо чтобы робот двигался прямолинейно во все направления, а также максимально эффективно. Данная задача является многокритериальной.

Критериями являются: ошибка отклонения от курса, более подробно данный критерий будет представлен ниже. Под эффективностью понимается максимальная скорость и безопасность самого робота. Поэтому критерием эффективности были приняты клиренс робота X_z в каждый момент времени и его скорость.

Системой управления будет являться нейронная сеть, которая обучается посредством генетического алгоритма [3, 4]. Поэтому поставлена задача формулирования целевой функции, основанная на критериях, представленных выше.

С точки зрения целевой функции, задача заключается в следующем. Необходимо максимизировать функцию (1)(2). Обе функции несут одинаковую смысловую нагрузку, но для различных типов алгоритмов. Функция (1) используется для алгоритмов RL (обучение с подкреплением), а (2) – генетических.

В первом слагаемом мы максимизируем клиренс робота. Во втором – минимизируем ошибку отклонения. В последнем слагаемом – максимизируем пройденное расстояние за фиксированное время. Формулы (3-8) вводят необходимые переменные.

$$= \omega_1 X_z + \omega_2 \frac{1}{|err| + \varepsilon} + \omega_3 (P_{d_{real}} \vec{X}) \quad (1)$$

$$= \omega_1 (RMS(X_z) - STD(X_z)) + \omega_2 \left(\frac{1}{(RMS(err) - STD(err) + \varepsilon)} \right) + \omega_3 (P_{d_{real}} \vec{X}) \quad (2)$$

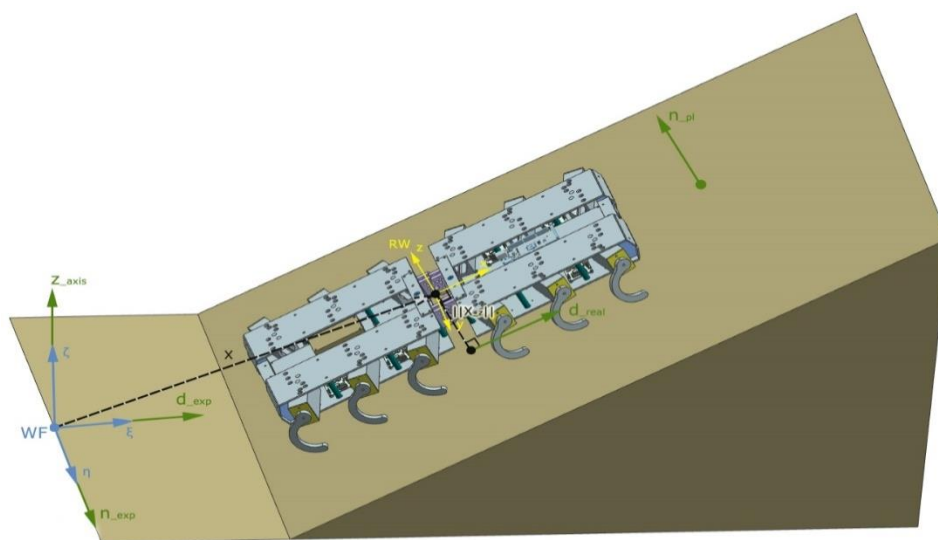


Рис. 5. Постановка задачи прямолинейного движения

Ниже представлены способы представления критерия ошибки отклонения от курса как расстояние между ожидаемым путем и текущей позицией (3) и расстояние между ожидаемым направлением и отклонением предыдущего шага (4) —

$$err_1 = \left| (I - P_{d_{real}}) (I - P_{n_{pl}}) \vec{X} \right| \quad (3)$$

$$err_2 = \left| \left\| \vec{X} - \vec{X}_{prev} \right\| - \vec{d}_{real} \right| \quad (4)$$

где \vec{d}_{exp} - ожидаемое направление движения в относительной системе координат, \vec{n}_{pl} - перпендикулярно плоскости, в которой движется робот. \vec{d}_{real} - проекция направления на плоскость. P_* - матрица проекции. X - положение центра масс робота. ε — это небольшое число для избежания деления на ноль состояний. $\omega_{1,2,3}$ - весовые коэффициенты.

Заключение

Описан используемый робот Стрирус, его характеристики и особенности. Сформулирована задача прямолинейного движения робота. Для разработки системы управления робота обоснованы критерии (ошибка отклонения от пути, клиренс и скорость робота) и описана целевая функция для обучения нейронной сети, используемой для управления роботом.

Работа поддержана ЦНТИ, проект № 7/1251/2018г

Литература

1. Bulichev O., Klimchik A. Concept Development Of Biomimetic Centipede Robot StriRus IEEE, 2018. 85–90 с.
2. Kosuge K. [и др.]. Dance partner robot - Ms DanceR // IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems (IROS). 2003. № October (3). С. 3459–3464.
3. Salimans T. [и др.]. Evolution Strategies as a Scalable Alternative to Reinforcement Learning 2017. С. 1–13.
4. Zhang X., Clune J., Stanley K.O. On the Relationship Between the OpenAI Evolution Strategy and Stochastic Gradient Descent 2017.

**ОБ ОПРЕДЕЛЕНИИ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ГРУНТА НА
МАРШРУТЕ ДВИЖЕНИЯ ШАГАЮЩЕГО РОБОТА С
ОРТОГОНАЛЬНЫМИ ДВИЖИТЕЛЯМИ**
*ABOUT DETERMINATION OF THE BEARING CAPACITY OF THE SOIL ON
THE ROUTE OF THE WALKING ROBOT WITH ORTHOGONAL DRIVES*

Бурханов А.А. – старший преподаватель, **Рябова Ю.С.** – к.т.н., доцент,
Устинов С.А. – к.т.н., доцент, **Леонард А.В.** – к.т.н., доцент,
Гаврилов А.Е. – к.т.н., доцент,
Волгоградский государственный технический университет
au@vstu.ru

Abstract. The problems of determining the bearing capacity of the soil on the route of a mobile robot with walking drives are considered. A method for determining the bearing capacity of the soil using the support of the walking mover by penetration is proposed.

Key words: mobile robot, walking drive, bearing capacity.

Аннотация. Рассматриваются проблемы определения несущей способности грунта на маршруте движения шагающего робота с ортогональными движителями. Предложен подход для определения несущей способности грунта с использованием ортогонального шагающего движителя методом пенетрации.

Ключевые слова: мобильный робот, шагающий движитель, несущая способность.

В настоящее время в ряде стран мира проводятся научные исследования по созданию шагающих мобильных роботов. Такие роботы могут быть более эффективными по сравнению с существующими традиционными колесными и гусеничными машинами [1] и могут применяться при выполнении транспортных и технологических задач, связанных с движением по грунтам со слабой несущей способностью, при работах в экстремальных условиях, в подводных исследованиях и промышленном освоении ресурсов морского дна, а также в других отраслях [2-4]. При использовании шагающего способа перемещения для мобильного робота вопрос об определении характеристик опорной поверхности является актуальной задачей.

При значительном разнообразии типов шагающих движителей для ряда практических применений целесообразно использовать ортогональный шагающий движитель, который характеризуется высокими показателями энергетической эффективности, в сочетании с простым способом адаптации к опорной поверхности. Такие движители в сдвоенном исполнении (рис. 1) применяются в мобильном роботе «Ортоног» [5], разработанным совместно Волгоградским государственным техническим университетом и Федеральным научно-производственным центром «Титан-Баррикады» (г. Волгоград), а также в ряде других шагающих аппаратов.

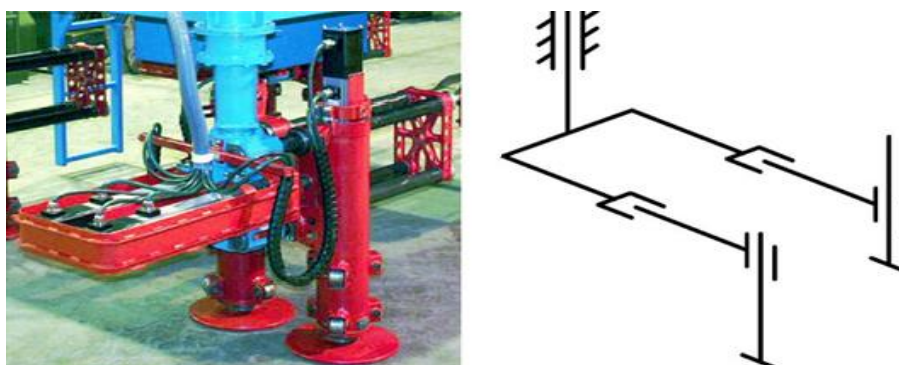


Рис. 1. Сдвоенный ортогональный движитель шагающего робота «Ортоног»

Во время движения мобильного робота звенья механизма шагания ортогонального движителя совершают линейные перемещения во взаимно перпендикулярных направлениях. Адаптация к опорной поверхности при этом осуществляется за счёт изменения длины выдвижения штоков вертикальных приводов.

Основными достоинствами ортогональных шагающих движителей являются [6, 7]:

- возможность значительного снижения энергозатрат на движение при реализации фиксации положения вертикального привода на время взаимодействия его опорного элемента с грунтом;

- использование минимального количества унифицированных приводов, в качестве которых могут быть использованы отработанные надежные и серийно изготавливаемые поступательные механизмы (линейные приводы);

- относительно простые законы движения, позволяющие значительно снизить требования, предъявляемые к производительности технических средств системы управления.

На маршруте движения мобильного робота могут присутствовать все разновидности грунтов - от илов до твердых кристаллических пород. Также могут присутствовать препятствия: осыпи, трещины, песчаные отложения.

Для построения алгоритмов управления движителями рассмотрим задачу адаптации мобильного робота к фактическому состоянию опорной поверхности. Решение данной задачи, помимо распознавания и преодоления неровностей опорной поверхности, требует определения характеристик грунта для оценки его несущей способности и принятия решения о возможности продолжения движения в заданном направлении.

Действенным и оперативным вариантом оценки несущей способности грунта, является применение пенетromетра с жестким штампом. В этом случае при зондировании измеряется давление под штампом в зависимости от глубины его погружения.

Пригодность для движения можно оценивать характеристикой грунта – показателем прочности P_p , которая определяется выражением:

$$P_p = \frac{\sum_{i=1}^n p(h_i)}{n}, \quad (1)$$

где $p(h_i)$ – давление под жестким штампом при его вдавливании в грунт на глубину h_i , n – количество измерений давления под штампом

Глубина вдавливания (осадка) штампа h , зависит от давления, характеристик грунта, геометрической формы и размеров штампа и может быть определена функциональной зависимостью:

$$h = f(p, P_p, k), \quad (2)$$

где p – давление на грунт под штампом (давление на опору), P_p – параметр, характеризующий деформационные свойства грунта (показатель прочности), k – коэффициент учета геометрической формы и размеров штампа.

Рассмотрим математическую модель определения показателя прочности грунта с использованием в качестве пенетрационных штампов опоры вертикальных приводов ортогональных шагающих движителей, расчетная схема представлена на рис 2.

Начало абсолютной системы координат находится на грунте, начало местной системы координат находится в центре масс платформы, оси соответствуют главным осям инерции.

К системе стандартных дифференциальных уравнений поступательного и вращательного движения мобильного шагающего робота с ортогональными движителями добавляются алгебраические уравнения, описывающие силовые элементы и кинематические параметры точек.

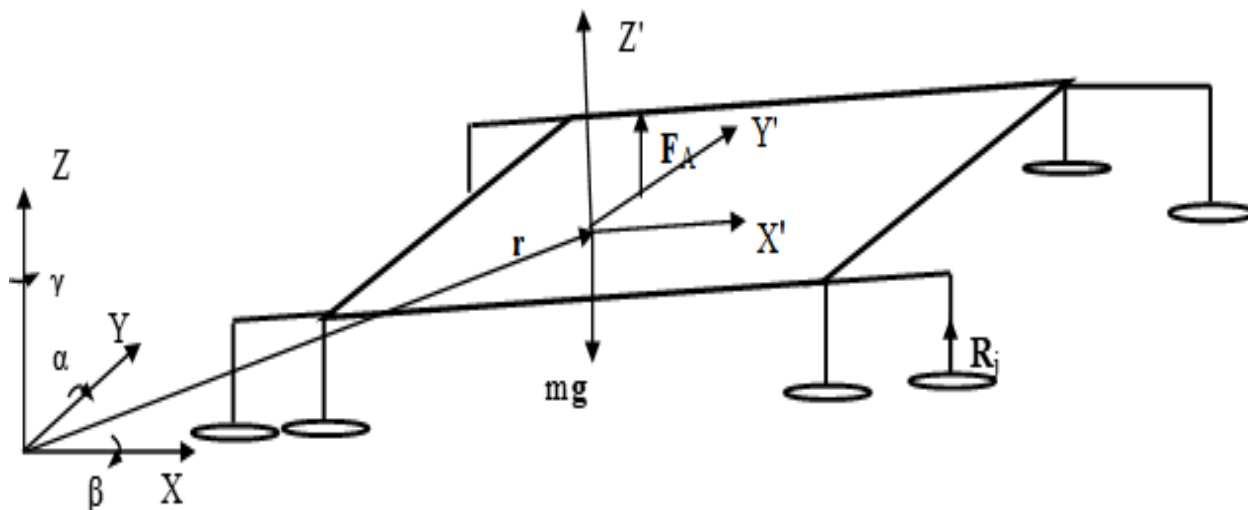


Рис.2. Расчетная схема определения показателя прочности грунта

Осадка опоры вертикальных приводов ортогональных движителей вычисляется из координат точки j , определяющей центр давления вдавливаемой в грунт опоры шагающего движителя в местной системе координат:

$$\begin{aligned}
 Z'_j &= Z'_j(t), \quad R_j > 0, \quad h = -Z_j, \\
 Z_j &= Z + a_{31}X'_j + a_{32}Y'_j + a_{33}Z'_j, \\
 a_{31} &= -\sin\alpha \cos\gamma + \cos\alpha \sin\beta \sin\gamma, \\
 a_{32} &= \sin\alpha \sin\gamma + \cos\alpha \sin\beta \cos\gamma, \\
 a_{33} &= \cos\alpha \cos\beta,
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

На рис. 3 представлены зависимости давления, действующего на опору (P), от осадки опоры (h). Кривая 1 соответствует теоретической зависимости, полученной по априорным характеристикам грунта, кривая 2 – зависимости, получаемые в результате измерений при выдвигении опоры.

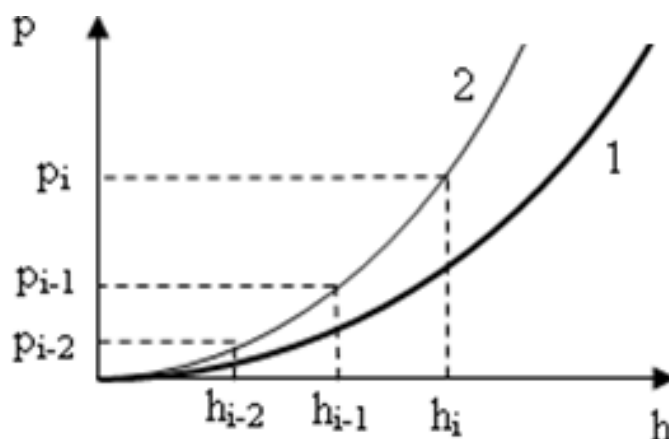


Рис.3. Зависимости давления на опору от осадки опоры

Грунт под опорой обладает достаточной несущей способностью если $P_p > P_{p, \text{доп}}$.

Алгоритм определения характеристик грунта для подтверждения требуемой несущей способности включает следующие операции [8]:

1. Установка шагающих движителей мобильного робота в исходное положение:

опоры не задействованные в пенетрации находятся на грунте, опоры осуществляющие пенетрацию находится на заданном расстоянии от поверхности грунта.

2. Включение системы контроля положения корпуса робота, осуществляющей измерения углов и угловых ускорений корпуса относительно трех осей координат.

3. Включение системы контроля усилия, измеряющей вертикальное усилие и давление на опоры, осуществляющие пенетрацию, по значению потребляемого электрического тока в электродвигателе её привода и (или) показаниям датчиков давления, размещенных на опоре.

4. Выдвижение штока (опускание) опоры с измерением значений усилия в приводе (R_j) и перемещение опоры (h_j) до достижения значения достаточного для подтверждения нагрузочной способности грунта (усилия R_{\max}) или выдвижения штока опоры на максимально допустимую величину (h_{\max});

5. Определение по зависимостям $R(h)$, $R(t)$, $h(t)$ показателя прочности грунта P_p и (при необходимости) определение вида грунта.

Предложенный подход для определения несущей способности грунта шагающего робота с ортогональными движителями на маршруте движения отличается простотой реализации и не требует оснащения мобильного робота дополнительными механизмами устройствами.

Литература

1. Брискин Е.С. Сравнительный анализ колесных, гусеничных и шагающих машин / Е.С. Брискин, В.В. Чернышев, А.В. Малолетов, Н.Г. Шаронов // Робототехника и техническая кибернетика. — 2013. — № 1 (1). — С. 6-14.
2. Павловский В.Е. О разработках шагающих машин // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2013. № 101. 32 с.
3. Серов В.А. Задачи технологических роботизированных шагающих платформ при освоении подводных (подлёдных) месторождений полезных ископаемых / В.А. Серов, И.В. Ковшов, С.А. Устинов // Известия ЮФУ. Технические науки. — 2017. — № 9 (194). — С. 181-191.
4. Чернышев В.В. Управление движением подводных шагающих аппаратов, передвигающихся по дну / В.В. Чернышев, В.В. Арыканцев, Ан.Е. Гаврилов // Известия ЮФУ. Технические науки. — 2016. — № 1. — С. 141-155.
5. Брискин Е.С. Обработка методов удалённого управления движением шагающего робота «Ортоног» / Е.С. Брискин, В.В. Чернышев, А.В. Малолетов, Н.Г. Шаронов, В.А. Серов, К.Б. Мироненко, С.А. Устинов // Электротехнические системы и комплексы: [ежегодник / МГТУ им. Г.И. Носова]. - Магнитогорск, 2013. — № 21. — С. 153-160.
6. Problems of increasing efficiency and experience of walking machines Elaborating / E.S. Briskin, V.A. Shurygin, V.V. Chernyshev, A.V. Maloletov, N.G. Sharonov, Ya.V. Kalinin, A.V. Leonard, V.A. Serov, K.B. Mironenko, S.A. Ustinov // Advances on theory and practice of robots and manipulators: proceedings of ROMANSY 2014 XX CISM-IFTOMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators. — 2014. — pp. 383-390.
7. On Controlling the Adaptation of Orthogonal Walking Movers to the Supporting Surface / E.S. Briskin, Ya.V. Kalinin, A.V. Maloletov, V.A. Serov, S.A. Ustinov // Journal of Computer and Systems Sciences International. — 2017. — Vol. 56, No. 3. — С. P. 519-526
8. Ковшов И.В. Алгоритм адаптации подводной роботизированной шагающей платформы на маршруте движения / И.В. Ковшов, Ю.С. Рябова, В.А. Серов, С.А. Устинов // XXXVII Всероссийская конференция по проблемам науки и технологий, посвящённая 70-летию Государственного ракетного центра им. академика В.П. Макеева (г. Миасс, Челябинская обл., 13-15 июня 2017 г.) / РАН, Мин-во обороны РФ, Межрегиональный совет по науке и технологиям [и др.]. — Москва, 2017. — Т. 2. — С. 124-132.

**ИССЛЕДОВАНИЕ ОСОБЫХ ПОЛОЖЕНИЙ ПОЛЗАЮЩЕГО
РОБОТА С УПРАВЛЯЕМЫМИ ДЛИНАМИ ЗВЕНЬЕВ¹**
*SINGULAR POSITION FOR A CRAWLING ROBOT WITH CONTROLLABLE
LINK LENGTHS*

Ворочаева¹ Л.Ю. – канд. техн. наук, доцент, Савин² С.И. – канд. техн. наук, с.н.с.

¹Юго-Западный государственный университет

²Университет Иннополис

mila180888@yandex.ru

Abstract. The paper studies singular position for a crawling robot with controllable link lengths, in regimens when the robot changes its configuration. A regime when two supports places on both ends of the robot's kinematic chain are fixed to the ground is studied.

Key words: crawling robot, controlled link lengths, configuration changes, special positions.

Аннотация. В статье проведено исследование особых положений, в которые попадает трехзвенный ползающий робот, длины звеньев которого являются управляемыми величинами, во время изменения конфигурации на плоскости при фиксации на поверхности двух крайних опор боковых звеньев.

Ключевые слова: ползающий робот, управляемые длины звеньев, изменение конфигурации, особые положения.

Среди разнообразных областей использования ползающих роботов можно выделить их применение для проведения разведывательных и поисковых операций после чрезвычайных ситуаций [1-3]. Для этого они должны быть маневренными и высокопроходимыми при движении по поверхности с препятствиями, обладать высокой скоростью перемещения и способностью двигаться в пространствах ограниченного объема. Для исследуемого в работе ползающего робота первые два вопроса освещены в работах [4, 5]. Так в [4] для повышения скорости передвижения устройства предложена оригинальная конструкция опорных элементов и управление ими, за счет чего данные опоры могут периодически фиксироваться на поверхности. Система обнаружения на поверхности препятствий и определения способа их преодоления описана в [5]. Поэтому для обеспечения робота способностью двигаться в пространствах ограниченного объема, например, при обходе препятствий, в данной работе предложена система управления длинами его звеньев, а также детально рассмотрен вопрос достижения роботом особых положений, при которых происходит остановка объекта, его дальнейшее передвижение по поверхности становится невозможным.

Объектом исследования является ползающий робот, расчетная схема которого в горизонтальной плоскости Oxy приведена на рис. 1, а. Устройство состоит из трех модулей $i=1-3$, каждый из которых образован двумя звеньями поступательной пары, длины модулей равны $l_i \in [l_{i\min}, l_{i\max}]$, где $l_{i\min}$, $l_{i\max}$ – минимальная и максимальная длины модуля, определяемые следующим образом:

$$l_{i\max} = l_i^0 + \Delta l_{im}, \quad l_{i\min} = l_i^0 - \Delta l_{im},$$

где l_i^0 – начальное значение длины модуля, Δl_{im} – предельно допустимое значение удлинения / укорочения модуля, обусловленное изменением длины поступательной пары. Модули соединены между собой приводами вращательного движения, установленными в точках O_2 и O_3 и обеспечивающими их повороты на абсолютные углы φ_i . В крайних точках модулей O_1-O_4 располагаются опорные элементы с управляемым коэффициентом

¹ Работа поддержана Грантом Президента, проект МК-200.2019.1

трения [4], причем высота опор на центральном звене 2 больше, чем на боковых: $h_2 > h_{1,3}$.

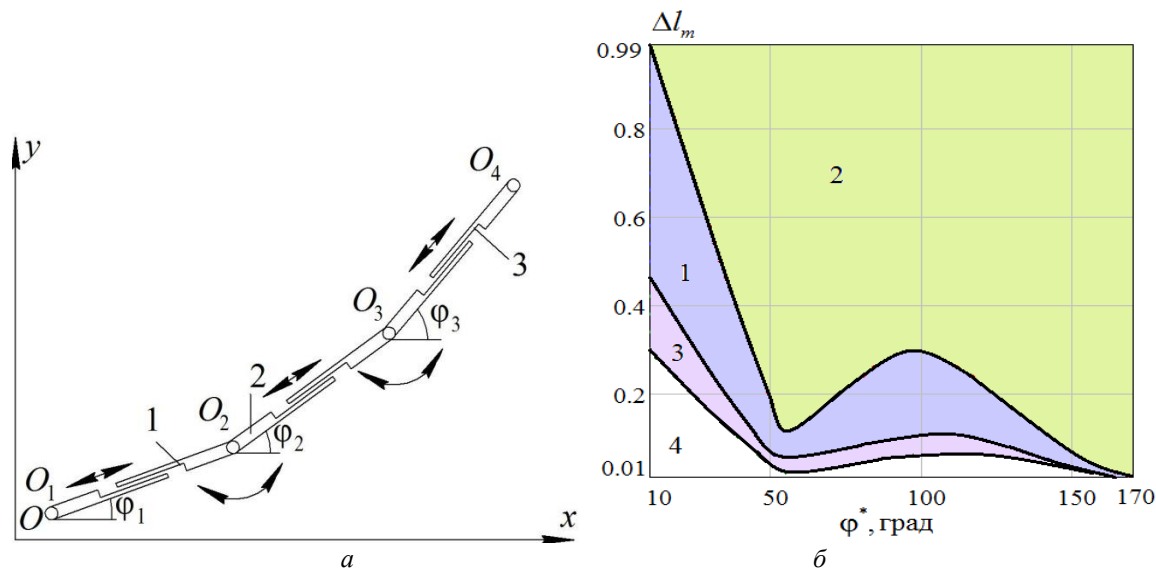


Рис. 1. а – Расчетная схема ползающего робота, б – Диаграмма этапов управления

Движение робота по плоскости Oxy описывается вектором обобщенных координат

$$\mathbf{q} = (x_{O_1}, y_{O_1}, l_1, l_2, l_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)^T,$$

где x_{O_1}, y_{O_1} – координаты точки O_1 .

Рассмотрим движение робота во время изменения его конфигурации при двух зафиксированных на поверхности опорах O_1 и O_4 : $x_{O_{1n}} = x_{O_{1k}}, x_{O_{4n}} = x_{O_{4k}}, y_{O_{1n}} = y_{O_{1k}}, y_{O_{4n}} = y_{O_{4k}}$, где индекс n соответствует моменту начала движения, а индекс k – моменту завершения. В момент начала движения звенья 2 и 3 располагаются в одну линию $\varphi_{2n} = \varphi_{3n}$, а звенья 1 и 2 – под относительным углом $\varphi_{21n} = \varphi_{2n} - \varphi_{1n}$, таким, что $\varphi^* = \pi - \varphi_{21n}$, $10^\circ \leq \varphi^* \leq 170^\circ$. В момент завершения движения звенья 1 и 2 расположены в одну линию $\varphi_{1k} = \varphi_{2k}$, а звенья 2 и 3 – под относительным углом $\varphi_{32k} = \varphi_{3k} - \varphi_{2k}$, таким, что $\varphi^* = \pi + \varphi_{32k}$.

Для осуществления рассматриваемого движения необходимо управлять длинами модулей робота и углами их поворота, для этого предлагается последовательная система управления. На первом этапе управления длины боковых модулей считаются равными начальным: $l_{i=1,3} = l_{i=1,3}^0$, длина центрального модуля и угол его поворота меняются в соответствии с формулами

$$l_i = \sqrt{(x_{O_{i+1}} - x_{O_i})^2 + (y_{O_{i+1}} - y_{O_i})^2}, \quad (1)$$

$$\varphi_i = \arctg[(y_{O_{i+1}} - y_{O_i}) / (x_{O_{i+1}} - x_{O_i})] \quad (2)$$

при условии, что боковые модули поворачиваются с угловыми скоростями $\dot{\varphi}_1 = -\dot{\varphi}_3$.

В случае достижения длиной центрального модуля своего предельно допустимого значения $l_2 = l_{2m}$, где $l_{2m} = (l_{2\max} \vee l_{2\min})$ до завершения движения начинается второй этап управления, на котором длина бокового модуля 1 и угол его поворота изменяются в соответствии с формулами (1) и (2), длина модуля 3 остается равной начальному значению $l_3 = l_3^0$, а его поворот происходит с той же угловой скоростью. Угол поворота центрального модуля при этом определяется по формуле (2), в которой координаты точек O_2 и O_3 вычисляются для начальных длин боковых модулей $l_{i=1,3} = l_{i=1,3}^0$. При достижении модулем 1 своей предельной длины $l_1 = l_{1m}$ начинается третий этап управления, во время

которого длина модуля 3 и угол его поворота высчитываются по формулам (1) и (2). Углы поворота модулей 1 и 2 также определяются по формуле (2), только для модуля 2 при расчете координат точек используются начальные длины звеньев, а для модуля 1 – начальная длина модуля 3 и предельно допустимая длина модуля 2. В табл. 1 более наглядно представлено описание трех этапов управления звеньями робота, в круглых скобках указан номер формулы, по которой происходит расчет той или иной величины, а модуль, управление которым происходит на этапе, выделен цветом.

Табл. 1. Этапы управления длинами и углами модулей робота

Этап управления	Длины модулей			Углы поворота модулей		
	1	2	3	1	2	3
1	l_1^0	(1)	l_3^0	$\int \dot{\varphi}_1 dt$	(2)	$\int \dot{\varphi}_3 dt$
2	(1)	l_{2m}	l_3^0	(2)	(2) при l_1^0 и	$\int \dot{\varphi}_3 dt$
3	l_{1m}	l_{2m}	(1)	(2) при l_{2m} и l_3^0	l_3^0	(2)

Если длины всех модулей станут равными предельно допустимым значениям $l_{i=1-3} = l_{i=1-3m}$ до завершения движения, то робот перейдет в особое положение, при котором будет наблюдаться остановка устройства с потерей всех степеней подвижности. Для реализации дальнейшего движения это особое положение становится начальным для следующего этапа перемещения.

На рис. 1, б представлена диаграмма $\Delta l_m(\varphi^*) = \Delta l_{im}(\varphi^*)$, $i=1-3$, на которой выделены области 1-3 этапов управления длинами звеньев и углами их поворота, а также область 4, где объект до завершения движения переходит в особые положения. По данной диаграмме видно, что при больших значениях Δl_m для изменения конфигурации робота достаточно управления центральным модулем, по мере уменьшения величины Δl_m потребуется управление одним боковым модулем, а затем и вторым. При малых величинах Δl_m на диапазоне угла $10^0 \leq \varphi^* \leq 160^0$ будет осуществляться переход устройства в особые положения, причем при $10^0 \leq \varphi^* < 60^0$ граница между областями 3 и 4 представляет собой наклонную прямую, убывающую с ростом φ^* , при $\varphi^* = 60^0$ наблюдается ее минимум, затем возрастание, достижение максимума при $\varphi^* = 100^0$ и убывание по кривой, близкой к параболе с расположенной вверх выпуклостью.

На рис. 2, а приведены временные зависимости изменения длин модулей робота до достижения им особого положения, а на рис. 2, б – аналогичные зависимости углов поворота, также на каждом графике указаны области 1-3 этапов управления и момент перехода в область 4. По рис. 2, а видно, что на каждом этапе управления происходит изменение длины одного модуля, а длины двух остальных остаются неизменными. Углы поворота изменяются по криволинейным законам, моменты переходов из одного этапа управления в другой на графиках $\varphi_i(t)$ особо не отражаются (рис. 2, б). Соответствующая особому положению пиктограмма робота приведена на рис. 2, в, длины всех модулей в этом положении имеют предельно допустимые значения, причем $l_{2kr} = l_{2max}$, $l_{1kr} = l_{1min}$, $l_{3kr} = l_{3min}$.

Углы φ_{ikr} поворота модулей робота в особых положениях в зависимости от предельно допустимой величины их удлинения / укорочения приведены на рис. 3 для трех значений угла φ^* . По графикам видно, что значения φ_{1kr} и φ_{2kr} возрастают, а значения φ_{3kr} убывают по мере увеличения Δl_m по криволинейным законам, в первом случае выпуклости кривых направлены вниз, а в двух других – вверх. Причем с ростом φ^* значения φ_{1kr} и φ_{2kr} при одной и той же величине Δl_m также увеличиваются, а φ_{3kr} – уменьшаются.

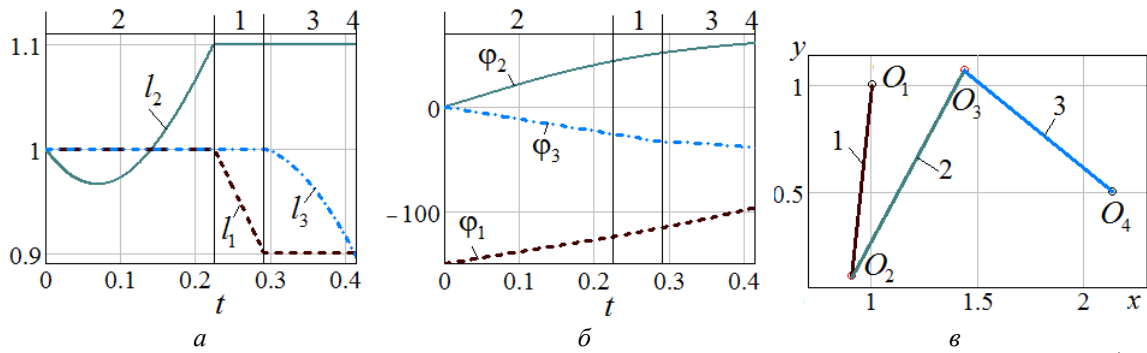


Рис. 2. Графики зависимостей: а – $l_i(t)$, б – $\varphi_i(t)$, в – пиктограмма особого положения робота при $\varphi^*=30^\circ$, $\Delta l_m=0.1$

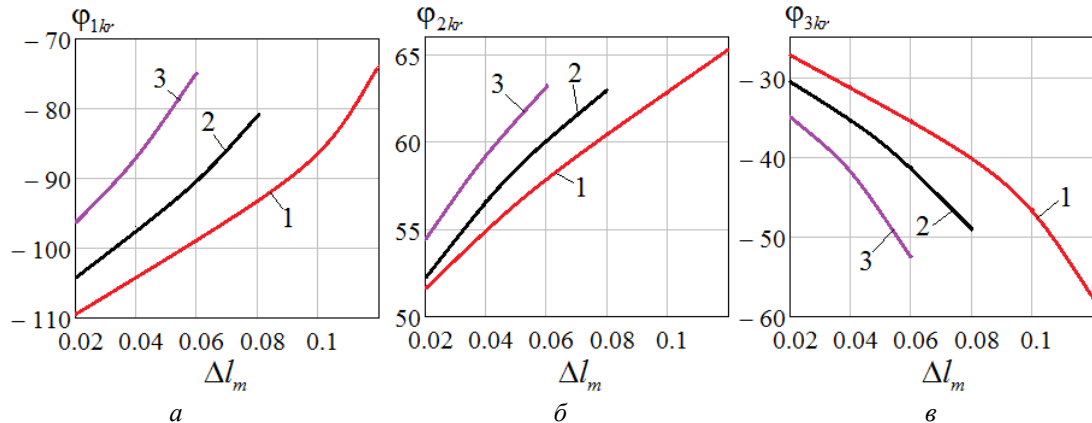


Рис. 3. Графики зависимостей $\varphi_{kr}(t)$: а – $i=1$, б – $i=2$, в – $i=3$, 1 – $\varphi^*=35^\circ$, 2 – $\varphi^*=40^\circ$, 3 – $\varphi^*=45^\circ$

Следует отметить, что достижение роботом особого положения можно рассматривать как нежелательный факт, тогда на основании построенной диаграммы необходимо выбирать значения Δl_m и φ^* , соответствующие областям 1-3. С другой стороны, переход робота в особое положение можно считать допустимым вариантом, в этом случае особое положение становится начальным для следующего этапа движения.

Работа поддержана Грантом Президента, проект МК-200.2019.1

Литература

1. Peters J.F., Ahn T.C., Borkowski M. Obstacle classification by a line-crawling robot: A rough neurocomputing approach // Intern. Conf. on Rough Sets and Current Trends in Computing. – Springer, Berlin, Heidelberg, 2002. – P. 594-601.
2. Ito K., Matsuno F., Takahashi R. Underactuated crawling robot // Proc. IEEE/RSJ Intern. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS). – Takamatsu, Japan, 2000. – Vol. 3. – P. 1684-1689.
3. Peters J.F., Ahn T.C., Borkowski M., Degtyaryov V., Ramanna S. Line-crawling robot navigation: A rough neurocomputing approach // Autonomous robotic systems. – Physica, Heidelberg, 2003. – P. 141-163.
4. Vorochaeva L.Yu., Naumov G.S., Yatsun S.F. Simulation of Motion of a Three-Link Robot with Controlled Friction Forces on a Horizontal Rough Surface // J. of Computer and Systems Sciences International. – 2015. – Vol. 54(1). – P. 151–164.
5. Vorochaeva L.Yu., Yatsun A.S., Savin S.I., Repkin A.V. Development of the motion correction system of the crawling robot link on the surface with obstacles // Proc. Intern. Conf. PHYSCON. – Innopolis, Russia, 2019.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕОДОЛЕНИЯ ПРЫГАЮЩИМ РОБОТОМ ТРАПЕЦИЕВИДНОГО ПРЕПЯТСТВИЯ¹

STUDY ON A JUMPING ROBOT OVERCOMING A TRAPEZOIDAL OBSTACLE

Ворочаева¹ Л.Ю. – канд. техн. наук, доцент, Савин² С.И. – канд. техн. наук, с.н.с.

¹Юго-Западный государственный университет

²Университет Иннополис

mila180888@yandex.ru

Abstract. The paper is focused on a jumping robot. It presents the results of jumping over trapezoidal obstacle, which is divided into a rectangular and triangular parts. In the paper, critical points for constructing the jump path of the robot are presented.

Key words: jumping robot, trapezoidal obstacle, rectangular obstacle, triangular obstacle, critical points.

Аннотация. В статье представлены результаты перепрыгивания прыгающим роботом трапециевидного препятствия, трансформирующегося в прямоугольное и треугольное, определены критические для построения траектории прыжка устройства точки препятствия.

Ключевые слова: прыгающий робот, трапециевидное препятствие, прямоугольное препятствие, треугольное препятствие, критические точки.

Одной из причин использования прыгающих роботов является их способность преодолевать препятствия при движении по неровной и пересеченной местности [1-3]. Исследование особенностей их движения в процессе преодоления препятствий представляет научный интерес.

В данной работе будем рассматривать движение прыгающего робота в вертикальной плоскости Oxy . Описание конструкции устройства, принципов его движения и последовательности этапов дано в работах [4, 5]. Здесь будем моделировать робота материальной точкой 1 массой m , расположенной перед прыжком на поверхности отрыва 2 на расстоянии x_0 от препятствия 3 (рис. 1). Для отрыва от поверхности 2 робот приобретает скорость v_C , вектор которой направлен под углом θ_C к горизонту. Приземление робота происходит на поверхность 4. Препятствия, которые прыгающий робот должен преодолеть, могут отличаться по форме, размерам, возможности запрыгивания на них и т.д. В данной работе ограничимся рассмотрением препятствия в виде трапеции $ABDE$, длина нижнего основания которой равна L , а высота – H . Боковые стороны трапеции наклонены к основанию AE под углами α и β , как показано на рис. 1. Будем считать, что размеры данного препятствия таковы, что робот может его перепрыгнуть за один прыжок.

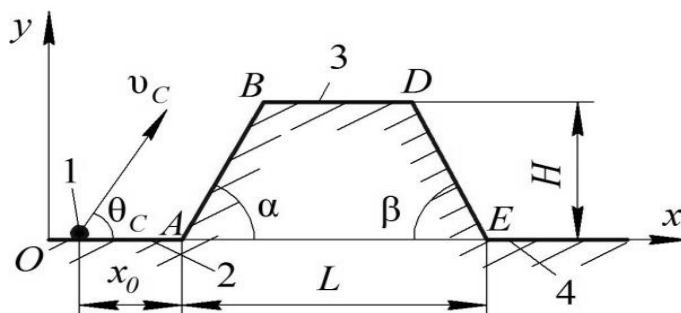


Рис. 1. Расчетная схема прыгающего робота, преодолевающего препятствие

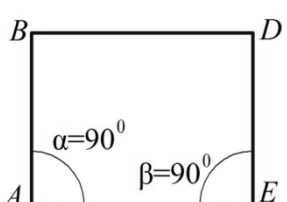
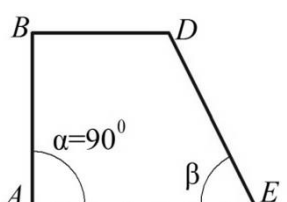
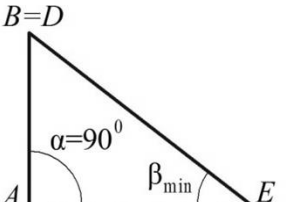
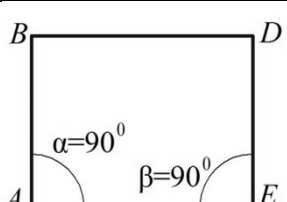
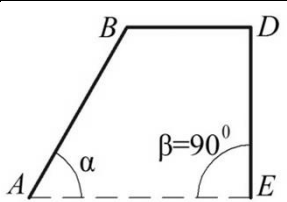
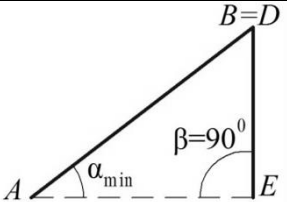
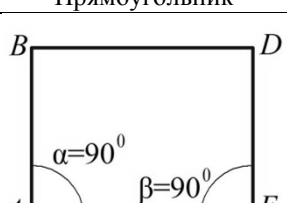
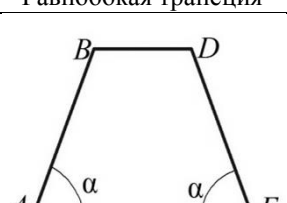
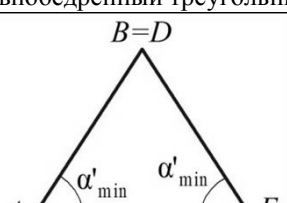
¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00075

Пусть в момент начала прыжка робот имеет координаты $(x_{C0}, 0)$, тогда координаты точек препятствия можно записать следующим образом:

$$\begin{aligned} x_A &= x_{C0} + x_0, & y_A &= 0, \\ x_B &= x_{C0} + x_0 + H / \operatorname{tg} \alpha, & y_B &= H, \\ x_D &= x_{C0} + x_0 + L - H / \operatorname{tg} \beta, & y_D &= H, \\ x_E &= x_{C0} + x_0 + L, & y_E &= 0. \end{aligned}$$

Следует отметить, что трапециевидная форма препятствия является достаточно универсальной, т.к. она может трансформироваться в препятствия другой формы: прямоугольное при $\alpha = \beta = 90^\circ$, $H \neq L$, квадратное при $\alpha = \beta = 90^\circ$, $H = L$, треугольное при $H / \operatorname{tg} \alpha + H / \operatorname{tg} \beta = L$. Здесь остановимся на рассмотрении трех вариантов препятствий, что показано в табл. 1.

Табл. 1. Варианты препятствий, преодолеваемых прыгающим роботом

	Прямоугольник	Прямоугольная трапеция	Прямоугольный треугольник
1-ый вариант			
	$H \neq L$ $\alpha = \beta = 90^\circ$	$H \neq L$ $\alpha = 90^\circ, \beta_{\min} < \beta < 90^\circ$	$H \neq L, \alpha = 90^\circ,$ $\beta = \beta_{\min} = \arctg(H / L)$
2-ой вариант			
	$H \neq L$ $\alpha = \beta = 90^\circ$	$H \neq L$ $\alpha_{\min} < \alpha < 90^\circ, \beta = 90^\circ$	$H \neq L, \beta = 90^\circ,$ $\alpha = \alpha_{\min} = \arctg(H / L)$
3-ий вариант			
	$H \neq L$ $\alpha = \beta = 90^\circ$	$H \neq L$ $\alpha'_{\min} < \alpha < 90^\circ, \beta = \alpha$	$H \neq L, \beta'_{\min} = \alpha'_{\min}$ $\alpha'_{\min} = \arctg(2H / L)$

Первый вариант представляет собой прямоугольное препятствие $\alpha = \beta = 90^\circ$, которое через трапецию с прямым углом $\alpha = 90^\circ$ и углом $\beta \rightarrow \beta_{\min}$ преобразуется в препятствие в форме прямоугольного треугольника при $\alpha = 90^\circ$ и $\beta = \beta_{\min}$, где β_{\min} - минимально возможный угол наклона стороны DE к горизонту $H / \operatorname{tg} \beta_{\min} = L$. Вторым вариантом препятствий аналогичен предыдущему, отличие лишь в том, что углы α и β

«меняются местами», т.е. $\beta = 90^\circ$, а $(\alpha = 90^\circ) \rightarrow (\alpha = \alpha_{\min})$, причем $\alpha_{\min} = \beta_{\min}$. Третий вариант препятствий заключается в переходе от прямоугольного препятствия через равнобокую трапецию $\alpha'_{\min} (\beta'_{\min}) < (\alpha = \beta) < 90^\circ$ к равнобедренному треугольнику $\alpha'_{\min} = \beta'_{\min}$, $2H / \operatorname{tg} \alpha'_{\min} = L$.

При перепрыгивании через каждое описанное препятствие траектория $y_C(x_C)$ прыгающего робота должна быть построена таким образом, чтобы она «охватывала» все точки препятствия. Наибольший интерес представляет преодоление характерных точек препятствия – точек B , D и E . В результате численного моделирования необходимо установить, какая из этих точек является критической при построении траектории полета робота, дифференциальные уравнения движения устройства приведены в работе [5]. Размеры моделируемого препятствия: $H=0.25$, $L=0.4$, расстояние $x_0=0.4$, все величины указаны в безразмерных единицах.

На рис. 2, 4 приведены зависимости скорости отрыва робота от поверхности от углов α и β препятствий. Крайняя правая точка на каждом графике соответствует прямоугольному препятствию, а крайняя левая – треугольному. На данных графиках выделены области 2-4, границы между которыми показаны вертикальными штриховыми линиями. Эти области соответствуют номерам критических точек препятствия: область 2 – точке B , область 3 – точке D , область 4 – точке E .

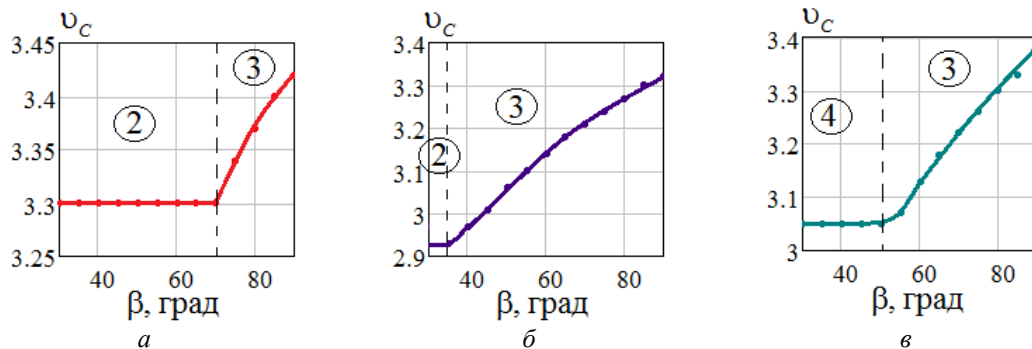


Рис. 2. Графики $v_C(\beta)$ при 1-ом варианте препятствия: а – $\theta_C=45^\circ$, б – $\theta_C=50^\circ$, в – $\theta_C=60^\circ$

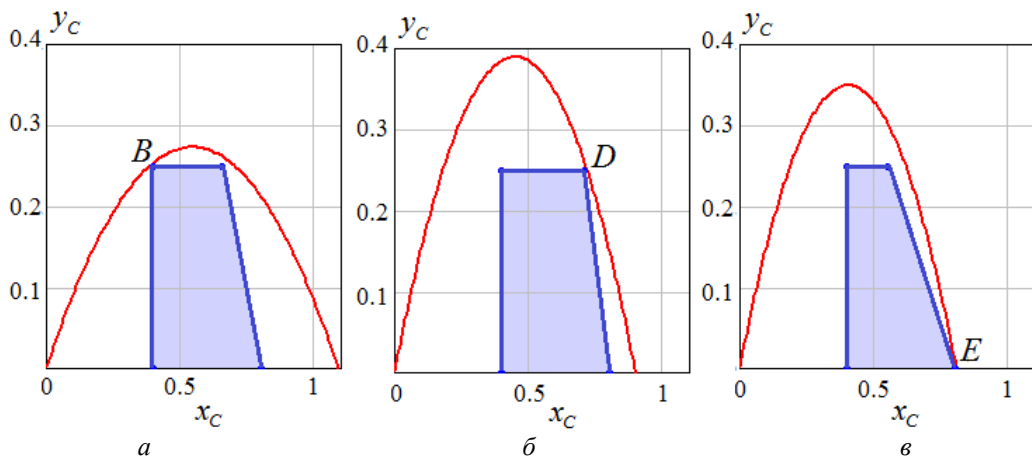


Рис. 3. Графики $y_C(x_C)$ при 1-ом варианте препятствия: а – в – области 1-3, а – $\theta_C=45^\circ$, $\beta=60^\circ$, б – $\theta_C=60^\circ$, $\beta=70^\circ$, в – $\theta_C=60^\circ$, $\beta=45^\circ$

По приведенным на рис. 2 графикам видно, что при больших углах β наблюдается область 3, скорость отрыва робота при этом возрастает практически пропорционально углу β . Слева от области 3 располагается область 2 при малых углах θ_C или область 4 при больших значениях θ_C . Причем в этих областях скорость v_C не зависит от значения угла β ,

т.к. положение критических точек B и E не меняется от угла β , графики представляют собой горизонтальные прямые.

Графики траекторий движения прыгающего робота, соответствующие областям 2-4, представлены на рис. 3. На них указаны точки B, D, E , являющиеся критическими для построения траектории робота.

Преодоление 2-го и 3-го вариантов препятствия показаны на рис. 4. По графикам рис. 4, а видно, что при 2-ом типе препятствия критической точкой для построения траектории всегда является точка D , ее положение на плоскости Oxy не зависит от угла α , поэтому зависимость $v_c(\alpha)$ представляет собой горизонтальную прямую.

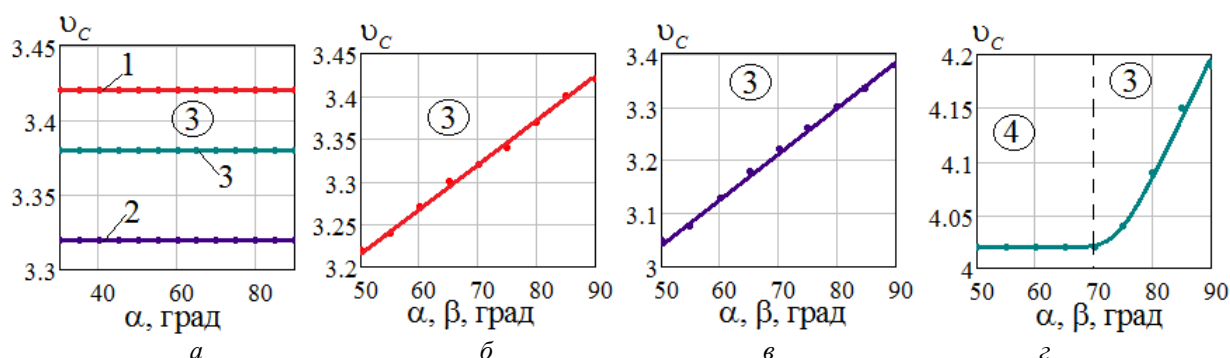


Рис. 4. Графики: а - $v_c(\alpha)$ при 2-ом варианте препятствия, 1 - $\theta_c=45^\circ$, 2 - $\theta_c=50^\circ$, 3 - $\theta_c=60^\circ$, б - з - $v_c(\alpha, \beta)$ при 3-ем варианте препятствия, б - $\theta_c=45^\circ$, в - $\theta_c=60^\circ$, з - $\theta_c=75^\circ$

Перепрыгивание 3-го варианта препятствия при малых углах θ_c происходит таким образом, что критической точкой препятствия выступает точка D (область 3) независимо от углов $\alpha=\beta$. Увеличение угла θ_c отрыва робота от поверхности приводит к тому, что при малых углах $\alpha=\beta$ область 3 сменяется областью 4, т.е. критической точкой выступает точка E . Положение этой точки препятствия не меняется, поэтому зависимость $v_c(\alpha, \beta)$ в области 4 представляет собой горизонтальную прямую. В области 3 та же зависимость возрастает по наклонной прямой по мере увеличения углов $\alpha=\beta$.

Таким образом, в данной работе рассмотрен вопрос перепрыгивания прыгающим роботом трапециевидного препятствия, которое может трансформироваться в прямоугольное и треугольное, выделены области 2-4, в которых определены критические для построения траектории движения устройства точки препятствия.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-31-00075

Литература

1. Kim D.H., Lee J.H., Kim I., Noh S.H., Oho S.K. . Mechanism, control, and visual management of a jumping robot // *Mechatronics*. – 2008. – Vol. 18. – № 10. – P. 591-600.
2. Kovač M., Schlegel M., Zufferey J.C., Floreano D. Steerable miniature jumping robot // *Autonomous Robots*. – 2010. – Vol. 28. – № 3. – P. 295-306.
3. Zhao J., Zhao T., Xi N., Cintrón F.J., Mutka M.W., Xiao L. Controlling aerial maneuvering of a miniature jumping robot using its tail // *IEEE/RSJ Intern. Conf. on Intelligent Robots and Systems*. – Tokyo, Japan, 2013. – P. 3802-3807.
4. Vorochaeva L., Savin S., Malchikov A. An approach moving over obstacles for a wheeled jumping robot // *Proc. Conf. Nonholonomic Mechanics, vortex structures and hydrodynamics*. – Russia. Cheboksary, 2019. – P. 204-206.
5. Ворочаева Л.Ю., Савин С.И., Мальчиков А.В. Исследование управления ориентацией колесного прыгающего робота при прыжках по наклонным поверхностям. – *Cloud of science*. – 2019. – Т. 6. – №. 3. – С. 488-510.

ПОДВОДНАЯ МОБИЛЬНАЯ ПЛАТФОРМА С ГУСЕНИЧНО-ЯКОРНО-ТРОСОВЫМ ДВИЖИТЕЛЕМ¹

UNDERWATER MOBILE PLATFORM WITH TRACK-ANCHOR-CABLEPROPULSOR

Гулевский^{1,2} В.В. – инженер-конструктор, Пеньшин^{1,2} И.С. – инженер-конструктор, Брискин^{2,3} Е.С. – д-р физ.-мат. наук., Шаронов^{2,3} Н.Г. – к.т.н, доцент,

¹АО "ФНПЦ "Титан-баррикады"

²Волгоградский государственный технический университет

³Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники, Университет Иннополис,

г. Иннополис

dtm@vstu.ru

Abstract. A method has been developed for moving a mobile platform on the surface or in the water column with a new type of mover. The algorithms for the operation of tracked-anchor-cable engines of various designs are determined

Key words: underwater platform, caterpillar-anchor-cable mover, underwater mobile robot.

Аннотация. Разработан способ перемещения мобильной платформы по поверхности или в толще воды с новым типом движителя. Определены алгоритмы работы гусенично-якорно-тросовых движителей различных конструкций.

Ключевые слова: подводная платформа, гусенично-якорно-тросовый движитель, подводный мобильный робот.

Существующий уровень развития нефте-газовой отрасли, необходимость исследования и разработки богатств дна мирового океана подталкивает промышленность к разработке различного рода аппаратов для перемещения в воде и по морскому дну [1,2,3]. На данный момент в большинстве своем аппараты, перемещающиеся по дну, являются аналогами сухопутных машин, доработанных для работ под водой, что накладывает на них ряд ограничений, как то: ограниченный радиус действия от базовой станции или берега, небольшая глубина, доступная для производства работ, способность передвигаться исключительно по подготовленному (выровненному) дну, высокий риск увязания гусениц, колес в илистом дне, а также следствием работы гусеничной, колесной или шагающей техники является замутнение воды, что ухудшает видимость и осложняет управление [4, 5, 6]. Мобильные аппараты, перемещающиеся в толще воды, имеют большую мобильность и возможность работать на большем спектре глубин, но при этом обладают рядом серьезных недостатков, препятствующих широкому применению их в промышленных целях, а именно: ограниченная грузоподъемность, отсутствие возможности проведения работ в зонах с сильными подводными течениями.

Большой части вышеуказанных недостатков мобильных подводных систем могут быть лишены мобильные платформы с гусенично-якорно-тросовыми движителями, схемы и конструкции которых представлены в данной работе. Известны примеры использования гусениц, в качестве движителя для опорной конструкции робота. Например, прикрепление робота к поверхности осуществляется за счет откачки воздуха из герметичной чаши, соединенной с гусеницей, из-за разности атмосферного давления и давления внутри чаши появляется сила, прижимающая чашу к поверхности и удерживающая робота на поверхности [7]. Впредлагаемом гусенично-якорно-тросовом движителе гусеница служит для переноса якорно-тросовой системы, с помощью которой мобильная платформа перемещается по дну водоема. Близкими по возможностям перемещения и использования в качестве платформы для базирования различного оборудования являются мобильные

¹Работа поддержана РФФИ, проект № 19-48-340018

работы с якорно-тросовыми движителями [8,9], которые используют принцип перемещения, схожий с якорными земснарядами [10], но в отличие от них, имеют большую мобильность и возможности по управлению.

Схема якорно-тросово-гусеничного движителя, представленного на рис. 1, близка роторно-ортогональному движителю [11] и состоит из следующих элементов: платформы 1 обладающей регулируемой переменной плавучестью; транспортера 2 – вращающегося в сторону движения платформы, с расположенными на его звеньях - 3 лебедками, имеющими систему управления; якорь - 5 соединенный с лебедкой тросом - 4.

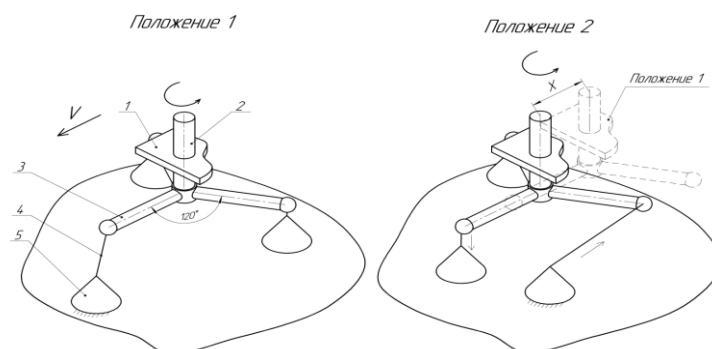


Рис.1. Схема мобильной платформы с гусенично-якорно-тросовым движителем (вариант 1)

Устройство с подобной шагающей системой позволяет перемещаться по сложному рельефу дна, по грунту малой плотности с сохранением малого крена платформы 1, несущей полезную нагрузку. Перемещение происходит следующим образом. В «положении 1» якорь, соединенный тросом с звеном транспортера, направленного в сторону перемещения платформы V , опускается на дно водоема; вращаясь вокруг своей оси, транспортер 1 путем натяжения троса перемещается на расстояние X , переходя в «положение 2»; при достижении звеном транспортера угла поворота в 120° якорь, находящийся на дне, начинает с помощью лебедки подниматься со дна, а якорь, находящийся в этот момент на звене, направленном в сторону движения платформы, опускается на дно.

Вариантом якорно-тросово-гусеничного движителя является конструкция, исключаяющая из схемы на рис. 1 лебедки и систему управления ими, что позволяет удешевить разработку и производство подобного аппарата, но ограничивает сферу его применения придонными поверхностями с относительно плоским дном. Схема подобного варианта мобильной платформы представлена на рис. 2

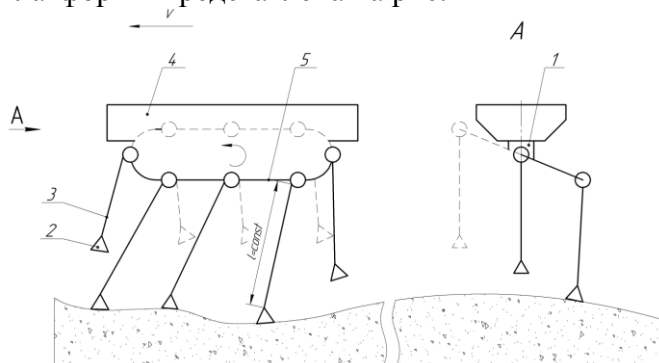


Рис.2. Схема мобильной платформы с гусенично-якорно-тросовым движителем (вариант 2)

Принципиальная схема якорно-тросово-гусеничного движителя, представленного на рис. 2, состоит из следующих элементов: платформы 4 обладающей регулируемой переменной плавучестью; гусеницы (транспортера) 5 – вращающейся в сторону движения платформы; якорь 2 соединенный с лебедкой тросом 3, механизм перекося гусеницы 1.

Принципиальным отличием данной схемы якорно-тросово-гусеничного движителя является отсутствие лебедок на каждый трос якоря, фиксированная длина троса якоря, а также наличие механизма перекоса гусеницы (транспортера) относительно горизонтальной плоскости платформы 4. Перемещение мобильной платформы происходит следующим образом: гусеница 5 вращается, якоря, находящиеся в нижней ветви гусеницы, опущены на дно, длина троса фиксирована, вовремя перемещения гусеницы. В момент подхода точки закрепления троса на гусенице к краю платформы, якорь отрывается от дна за счет существующего изменения направления гусеницы, до момента перемещения этой части гусеницы к противоположному краю платформы.

Устройство мобильных платформ, как первого, так и второго вариантов, позволит перемещать полезный груз и механизмы для разработки шельфа морского дна, а также исследования морских глубин, прокладки подводных трубопроводов и т.д. Мобильная платформа с якорно-тросово-гусеничными движителями будет способна работать на широком спектре глубин, под воздействием морских течений. Применение платформы варианта 1 возможно для перемещения по неподготовленному морскому дну. Разработка подобных аппаратов является перспективным направлением развития исследований подводных мобильных роботов. Планируется исследование алгоритмов управления движением подобных платформ с якорно-тросово-гусеничными движителями на опытных лабораторных моделях.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-48-340018

Литература

1. Добрецов В.Б. Освоение минеральных ресурсов шельфа. Л., 1980. – 272с.
2. Тимофеев И.П. Шагающие машины для освоения ресурсов морского дна. - Л. ЛГИ. 1987. – 176с.
3. В.В. Чернышев, В.В. Арыканцев. МАК-1 –подводный шагающий робот // Робототехника и техническая кибернетика – 2015. – No. 2(7). – С. 45-50.
4. Чернышев В.В., Шурыгин В.А. Моделирование динамики взаимодействия движителя подводного шагающего аппарата с грунтом с низкой несущей способностью // Известия ВолгГТУ. –2013. –No. 24 (127). –С.82-86.
5. Брискин Е. С., Жога В. В., Чернышев В. В., Малолетов А. В. Основы расчета и проектирования шагающих машин с цикловыми движителями: монография. – М.: Машиностроение, 2006 – 164 с.
6. Павловский В. Е. О разработках шагающих машин // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2013 № 101, 32 p. URL: <http://library.keldysh.ru/preprint.asp?id=2013-101>.
7. В. Г. Градецкий, В. Б. Вешников, С. В. Калиниченко, Л. Н. Кравчук «Управляемое движение мобильных роботов по произвольно ориентированным в пространстве поверхностям» М.: Наука, 2001 г., с. 26-91, 275-294.
8. Брискин Е.С., Шаронов Н.Г., Серов В.А., Пеньшин И.С. Управление движением под-водного мобильного робота с якорно-тросовыми движителями//Робототехника и техническая кибернетика. 2018. № 2 (19). С. 39-45.
9. Брискин Е.С., Пеньшин И.С., Смирная Л.Д., Шаронов Н.Г. Определение усилий в движителях якорно-тросового типа//Известия Волгоградского государственного технического университета. 2017. №14 (209). С.87-90.
10. Власов А.А. Устройство судов технического флота. - М.:Транспорт, 1980.
11. Development of Rotary Type Movers Discretely Interacting with Supporting Surface and Problems of Control Their Movement /Е.С.Брискин,А.В.Малолетов,Н.Г.Шаронов,С.С.Фоменко,Я.В.Калинин,А.В.Леонард// ROMANSY 21: Springer, 2016. – P. 351-359.

О ПЕРЕМЕЩЕНИИ ТРОСОВОГО РОБОТА ПО ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПОВЕРХНОСТИ¹

ON THE MOVEMENT OF THE ROPE ROBOT ON A VERTICAL SURFACE

Ефимов^{1,2} М.И. – аспирант, Брискин^{1,3} Е.С. – д.ф.-м.н., профессор,
Шаронов^{1,3} Н.Г. – к.т.н., доцент,

¹Волгоградский государственный технический университет

²АО «ФНПЦ «Титан-Баррикады»

³Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники, Университет Иннополис,
г. Иннополис
dtm@vstu.ru

Abstract. A method of moving a rope robot on a vertical surface with support on it is considered. Various stages of the robot movement with the center of mass adjustable by means of the load are investigated. The stages of overcoming obstacles by such a robot and the equations of motion at individual stages of movement are described.

Key words: walls climbing, cable drive, cable robot.

Аннотация. Рассматривается способ перемещения тросового робота по вертикальной поверхности с опорой на неё. Исследуются различные этапы движения робота с регулируемым, с помощью груза, центром масс. Описываются этапы преодоления препятствий таким роботом и уравнения движения на отдельных этапах передвижения.

Ключевые слова: перемещение по вертикальным поверхностям, тросовые движители, тросовый робот.

Перемещение роботов по вертикальным поверхностям остаётся актуальной задачей. Известны способы перемещения роботов по вертикальным поверхностям при помощи различных технических средств. Среди них роботы с вакуумными фиксаторами [1], магнитными фиксаторами [2], механическими и адгезионными захватами [3]. Некоторые конструкции таких роботов нашли применение в современной технике, включая широко распространённые роботы для мойки стёкол [4]. В тоже время активно изучаются тросовые роботы [5,6], конструкции которых имеют ряд преимуществ, в частности они надёжнее удерживаются в заданном положении за счёт использования геометрических неразрушаемых связей [7].

Известна математическая модель перемещения роботов по вертикальным поверхностям с использованием тросовых движителей и опорой на саму поверхность [8]. На основе этой модели рассматривается способ перемещения тросового робота с регулируемым центром масс.

Основные элементы робота (корпус, тросы, опоры) могут иметь различные конструкции. Так, опоры робота могут быть выполнены в виде колёс, гусениц, шагающих движителей и др. (рис. 1). Количество тросов и опор не ограничено, но при плоском движении использование одного троса и двух опор достаточно для функционирования рассматриваемого типа робота.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-48-340018

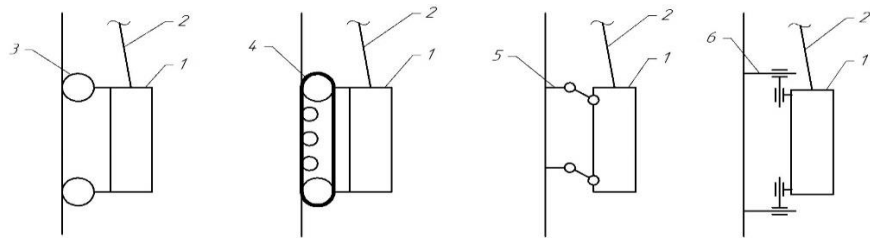


Рис.1. Варианты опор тросового робота
1 – корпус, 2 – трос, 3 – гусеница, 4 – шаговый движитель, 5 – шаговый движитель.

При движении робота по неровной поверхности, при преодолении им препятствий, возможна потеря устойчивости. Для более надёжного удержания на поверхности предлагается использовать регулируемый груз, установленный на корпусе робота (рис. 2а). Расчётная схема такого робота представлена на рис. 2б. Равномерное прямолинейное движение робота описывается системой уравнений (1) и ограничивающими неравенствами (2).

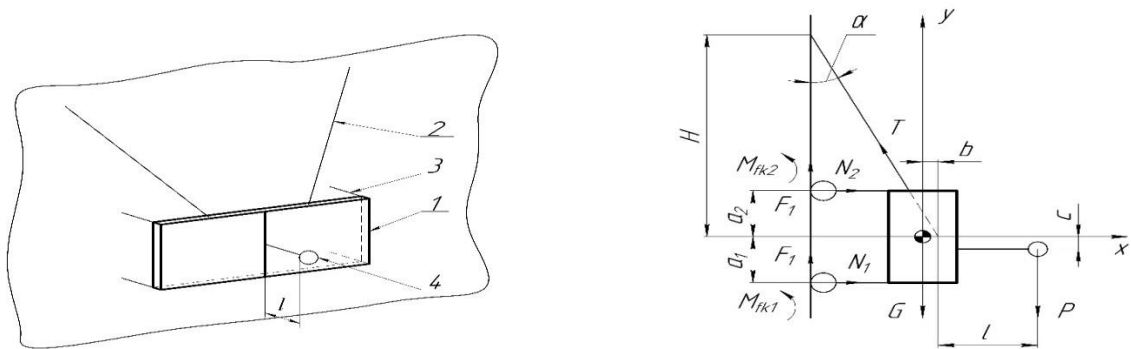


Рис.2. Схема тросового робота с регулируемым грузом

а – кинематическая схема, б – расчётная схема

1 – корпус, 2 – трос, 3 – опора, 4 регулируемый груз, l – регулируемый размер

$$\begin{cases} N_1 + N_2 - T \times \sin(\alpha) = 0 \\ F_1 + F_2 + T \times \cos(\alpha) - G - P = 0 \\ N_1 \times a_1 - N_2 \times a_2 - (F_1 + F_2) \times H \times \sin(\alpha) + G \times b - P \times l + M_{fk1} + M_{fk2} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

$$|F_1| \leq f \cdot N_1; |F_2| \leq f \cdot N_2; N_1 \geq 0; N_2 \geq 0 \quad (2)$$

При возникновении внешней возмущающей силы, управление регулируемым грузом позволяет компенсировать это воздействие. Кроме того, используя груз, робот может поворачиваться относительно опор. В качестве опор такого робота предлагается использовать колёса с механизмом торможения. Можно выделить следующие этапы преодоления препятствия: перемещения на двух опорах, поворот вокруг одной опоры, движение на одной опоре. Более подробно этапы преодоления препятствия роботом представлены на рис. 3.

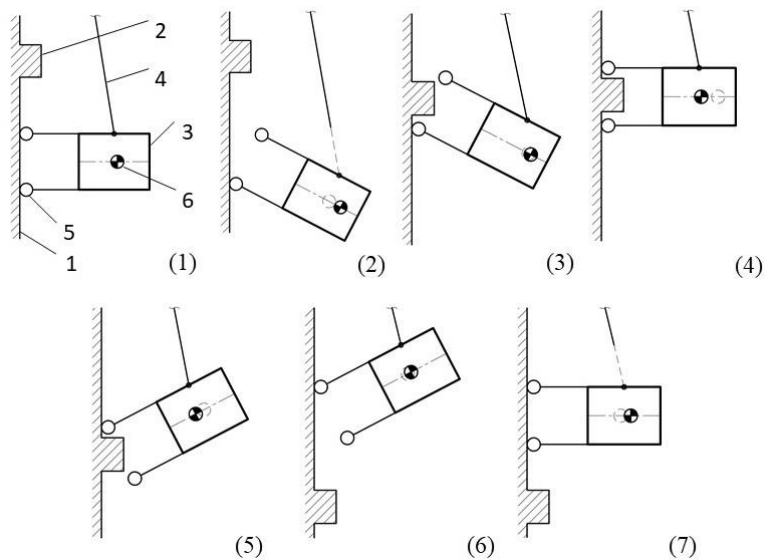


Рис.3. Схема этапов преодоления препятствия роботом.
 1 – вертикальная поверхность, 2 – препятствие, 3 – корпус, 4 – трос,
 5 – колесо с тормозом, 6 – управляемый груз.

Первый этап (перемещения на двух опорах) движения робота описывается уравнениями (1) и соответствует расчётной схеме рис. 2б. Движения на остальных этапах описывается аналогичными системами уравнения. Решение уравнений (1) позволяет определять необходимые параметры для управления движением робота. Второй этап перемещения робота (поворот вокруг одной опоры) иллюстрирует расчётная схема рис. 4 и описывает уравнения (3). С помощью (3) можно определить, например, зависимости (4) расстояния c до регулируемого груза от угла β наклона робота относительно вертикальной поверхности, а также выявить другие закономерности между характерными параметрами робота.

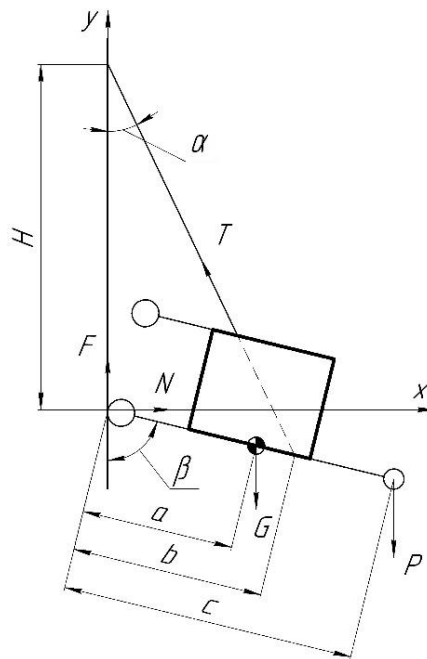


Рис.4. Расчётная схема этапа поворота тросового робота.

$$\begin{cases} N - T \cdot \sin(\alpha) = 0 \\ F - G - P + T \cdot \cos(\alpha) = 0 \\ -G \cdot \cos(\beta) + T \cdot H \cdot \sin(\alpha) - P \cdot c \cdot \cos(\beta) = 0 \end{cases} \quad (3)$$

$$c = \frac{(G + P - F) \cdot H \cdot \operatorname{tg}(\alpha) - G \cdot a \cdot \cos(\beta)}{P \cdot \cos(\beta)} \quad (4)$$

Имея в виду, что момент трения качения достаточно мал, а угол наклона троса при движении изменяется незначительно, уравнениями (3) можно описать равномерное прямолинейное движения робота на одной опоре и тросе. При этом изменением тормозной силы колёс на опорах можно регулировать угол поворота робота, а совместное управление тормозной силой и положением регулируемого груза позволяет добиться устойчивого движения робота по вертикальной поверхности.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-48-340018

Литература

1. Градецкий В.Г., Вешников В.Б., Калиниченко С.В., Кравчук Л.Н. «Управляемое движение мобильных роботов по произвольно ориентированным в пространстве поверхностям», М., Наука, 2001, 369 с.
2. Робот с магнитно-ленточным принципом вертикального перемещения / Быков Н.В., Власова Н.С., Губанов М.Ю. // Экстремальная робототехника: Труды международной научно-технической конференции. – Санкт-Петербург: “Издательско-полиграфический комплекс “Гангут”, 2019. – С. 122 – 123.
3. Silva M., Machado J., Tar J. A survey of technologies for climbing robots adhesion to surfaces // Proc. of the 6th IEEE Conference on Computational Cybernetics, November 27-29, 2008, Stara Lesna, Slovakia. P. 127—132.
4. Nansai, S.; Mohan, R.E. A Survey of Wall Climbing Robots: Recent Advances and Challenges. Robotics 2016, 5, 14.
5. Bosscher, P. (2004). Disturbance robustness measures and wrench-feasible workspace generation techniques for cable-driven robots. PhD thesis, Georgia: Georgia Institute of Technology.
6. Bruckmann, T., Mikelsons, L., Brandt, T., Hiller, M., & Schramm, D. (2008). Wire robots Part I – Kinematics, analysis and design. In Parallel Manipulators. Vienna: I-Tech Education and Publishing.
7. Шаронов Н.Г., Ефимов М.И. О перемещении по вертикальной шероховатой поверхности с помощью тросовых движителей // Известия ВолгГТУ: научный журнал № 3 (226)/ВолгГТУ. – Волгоград, 2019. – С. 51-54.
8. Малолетов, А. В. Учет конструкций направляющих роликов и механизмов намотки при управлении движением тросового робота / А. В. Малолетов, А. С. Климчик, К. В. Костенко // Известия ВолгГТУ. Серия Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах. – Волгоград. – 2018. – № 13 (223). – С. 113–119.

**ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА
МОБИЛЬНОГО РОБОТА-ПРОПОЛЬЩИКА¹**
*DYNAMIC MODEL OF THE DRIVE OF THE WORKING BODY OF THE
MOBILE ROBOT WEEDING*

Иванов¹ А.Г. – ассистент, **Жога² В.В.** – д.ф.-м.н, профессор, **Павловский³ В.Е.** – д.ф.-м.н,
профессор, **Воробьева¹ Н.С.** – к.т.н, доцент

¹ФГБОУ ВО Волгоградский государственный аграрный университет;

²ФГБОУ ВО Волгоградский государственный технический университет;

Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники, Университет Иннополис;

³Институт прикладной математики им. М.В. Келдыша Российской академии наук
leha_2106@list.ru

Abstract. Mathematical model of dynamics of spatial controlled motion of working element as multi-mass electromechanical system is developed.

Key words: weeding robot, parallel-spatial structure manipulator kinetic energy, mathematical model.

Аннотация. Разработана математическая модель динамики пространственного управляемого движения рабочего органа как многомассовой электромеханической системы.

Ключевые слова: робот-пропольщик, манипулятор параллельно-пространственной структуры, кинетическая энергия, математическая модель.

Эффективность механической борьбы с сорняками во многом зависит от качества проведенных работ по прополке. При механическом уничтожении сорняков рабочие органы культиватора (лапы) обрабатывают только междурядья. К тому же, чем больше возделываемое растение, тем больше вероятность его повреждения при сплошной культивации междурядий. Кроме того сплошная культивация является энергоемкой операцией. Для решения проблем полной прополки сорняков, как в междурядьях, так и в рядках разработан робот-пропольщик (рис.1), способный механически точно удалять сорняки [1].



Рис.1. Мобильный робот-пропольщик:

1- шасси; 2- датчик технического зрения; 3- актуатор; 4-рабочий орган.

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-31-50031 мол_нр, 19-48-340013 р_a

Механизм перемещения рабочего органа робота-пропольщика (рис.2) представляем в виде плоского механизма параллельно-последовательной структуры с тремя степенями свободы [2, 5]. Механизм расположен в горизонтальной плоскости. В качестве исполнительных приводов применяются электроцилиндры.

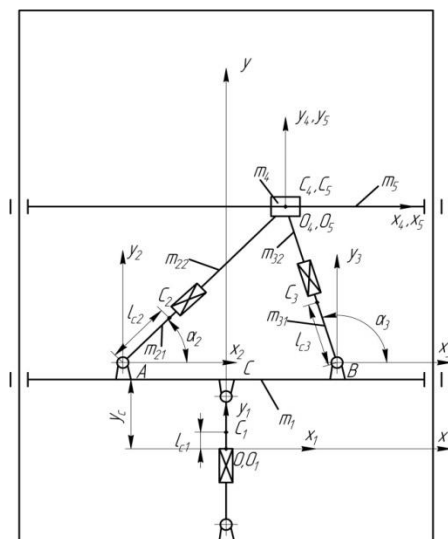


Рис.2. Расчетная схема механизма перемещения рабочего органа робота-пропольщика. Вид сверху.

Обобщенными координатами манипулятора являются длины исполнительных звеньев $q_1 = l_1$, $q_2 = l_2$, $q_3 = l_3$, и углы поворота электроцилиндров относительно подвижных координатных осей $q_4 = \alpha_2$, $q_5 = \alpha_3$. Три координаты являются независимыми. На координаты $q_2 = l_2$, $q_3 = l_3$, $q_4 = \alpha_2$, $q_5 = \alpha_3$ наложены голономные связи

$$f_1 = l_2 \cdot \cos \alpha_2 + l_3 \cdot \cos \alpha_3 - AB = 0 \quad (1)$$

$$f_2 = l_2 \cdot \sin \alpha_2 - l_3 \cdot \sin \alpha_3 = 0 \quad (2)$$

Принимаем, что механизм перемещения рабочего органа состоит из семи масс: массы штока первого электроцилиндра вместе с массой ползуна m_1 ; двух корпусов электроцилиндров массой m_{21} , m_{31} ; двух штоков массой m_{22} и m_{32} ; массы шарнирного ползуна m_4 вместе с рабочим органом и массы ползуна m_5 .

Так как робот-пропольщик представляет собой многомассовый механизм, то динамика его движений описывается системой нелинейных дифференциальных уравнений, которые формируются с помощью уравнений Лагранжа 2-го рода с неопределенными множителями [3, 4].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} = Q_i + \lambda_1 \frac{df_1}{dq_i} + \lambda_2 \frac{df_2}{dq_i}, \quad i = 1 \div 5 \quad (3)$$

Полная кинетическая энергия T манипулятора имеет вид

$$T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5 \quad (4)$$

где: T_1 - кинетическая энергия 1 звена; T_2 - полная кинетическая энергия 2 электроцилиндра; T_3 - полная кинетическая энергия 3 электроцилиндра; T_4 - кинетическая энергия 4 звена; T_5 - кинетическая энергия 5 звена.

Первое звено механизма совершает прямолинейное поступательное движение. Корпуса второго и третьего электроцилиндров совершают сложные движения: переносное

поступательное и относительное вращательное вокруг неподвижной оси. Штоки этих электроцилиндров также совершают сложные движения: переносное поступательное и относительное плоско-параллельное. Движение шарнирного ползуна массой m_4 состоит из суммы поступательных движений, а ползун массой m_5 совершает поступательное движение.

Полная кинетическая энергия механизма имеет вид

$$T = \frac{1}{2} \left(\begin{aligned} & m_1 \cdot \dot{l}_1^2 + I_{z21} \cdot \dot{\alpha}_2^2 + m_{21} \left(\frac{l_{20}^2}{4} \cdot \dot{\alpha}_2^2 + \dot{l}_1^2 + l_{20} \cdot \dot{l}_1 \cdot \dot{\alpha}_2 \cdot \cos \alpha_2 \right) + I_{z22} \cdot \dot{\alpha}_2^2 + \\ & + m_{22} \left[\dot{l}_2^2 + \left(l_2 - \frac{1}{2} l_{20} \right)^2 \dot{\alpha}_2^2 + 2 \dot{l}_2 \sin \alpha_2 \dot{l}_1 + 2 \left(l_2 - \frac{1}{2} l_{20} \right) \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2 \dot{l}_1 + \dot{l}_1^2 \right] + \\ & + I_{z31} \cdot \dot{\alpha}_3 + m_{31} \left(\frac{l_{30}^2}{4} \dot{\alpha}_3^2 + l_{30} \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3 \dot{l}_1 + \dot{l}_1^2 \right) + I_{z32} \cdot \dot{\alpha}_3 + \\ & + m_{32} \left[\dot{l}_3^2 + \left(l_3 - \frac{l_{30}}{2} \right)^2 \dot{\alpha}_3^2 + \dot{l}_1^2 + 2 \left(l_3 - \frac{l_{30}}{2} \right) \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3 \dot{l}_1 + 2 \dot{l}_3 \sin \alpha_3 \dot{l}_1 \right] + \\ & m_4 \left(\dot{l}_2^2 + l_2^2 \dot{\alpha}_2^2 + \dot{l}_1^2 + 2 l_2 \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2 \dot{l}_1 + 2 \dot{l}_2 \sin \alpha_2 \dot{l}_1 \right) + \\ & + m_5 \left(\dot{l}_1^2 + l_2^2 \cos \alpha_2^2 \dot{\alpha}_2^2 + \dot{l}_2^2 \sin \alpha_2^2 + 2 \dot{l}_1 l_2 \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2 + 2 \dot{l}_1 \dot{l}_2 \sin \alpha_2 + 2 l_2 \cos \alpha_2 \dot{\alpha}_2 \dot{l}_2 \sin \alpha_2 \right) \end{aligned} \right) \quad (5)$$

где α_2, α_3 - углы поворота актуаторов 2 и 3 относительно оси крепления; l_{20}, l_{30} - начальные длины актуаторов; l_2, l_3 - текущие длины актуаторов; I_{z21}, I_{z31} - главные центральные моменты инерции масс 2 и 3 корпусов актуаторов; I_{z22}, I_{z32} - главные центральные моменты инерции масс 2 и 3 штоков актуаторов.

Воспользовавшись выражениями (5) кинетической энергии и уравнениями голономных связей (1, 2), получаем пять дифференциальных уравнений, описывающих динамику механизма робота-пропольщика

$$\begin{aligned} & \ddot{l}_1 \cdot (m_1 + m_{21} + m_{22} + m_{31} + m_{32} + m_4 + m_5) + (m_{22} + m_4 + m_5) \cdot (2 \cdot \dot{l}_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2 - l_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2^2 + \\ & + \ddot{l}_2 \cdot \sin \alpha_2 + l_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2) + m_{32} \left(\cos \alpha_3 \cdot \ddot{\alpha}_3 \cdot l_3 + 2 \cdot \dot{l}_3 \cdot \cos \alpha_3 \dot{\alpha}_3 + \ddot{l}_3 \cdot \sin \alpha_3 - \sin \alpha_3 \cdot l_3 \cdot \dot{\alpha}_3^2 \right) + \\ & + (m_{21} - m_{22}) \left(\frac{l_{20} \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2}{2} - \frac{l_{20} \cdot \sin \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2^2}{2} \right) + (m_{31} - m_{32}) \left(\frac{l_{30} \cdot \cos \alpha_3 \cdot \ddot{\alpha}_3}{2} - \frac{l_{30} \cdot \sin \alpha_3 \cdot \dot{\alpha}_3^2}{2} \right) = F_1 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & (m_{22} + m_4) \cdot \left(\ddot{l}_2 + \dot{l}_1 \cdot \sin \alpha_2 \right) - m_{22} \cdot \dot{\alpha}_2^2 \cdot \left(l_2 - \frac{l_{20}}{2} \right) - m_4 \cdot l_2 \cdot \dot{\alpha}_2^2 + m_5 \cdot \sin \alpha_2 \cdot (2 \dot{l}_2 \dot{\alpha}_2 \cos \alpha_2 - \\ & - l_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2^2 + \ddot{l}_1 + \ddot{l}_2 \cdot \sin \alpha_2 + l_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2) = F_2 + \lambda_1 \cdot \cos \alpha_2 + \lambda_2 \cdot \sin \alpha_2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$m_{32} \left(\ddot{l}_3 + \ddot{l}_1 \cdot \sin \alpha_3 - \dot{\alpha}_3^2 \left(l_3 - \frac{l_{30}}{2} \right) \right) = F_3 + \lambda_1 \cdot \cos \alpha_3 - \lambda_2 \cdot \sin \alpha_3 \quad (8)$$

$$\begin{aligned} & m_{32} \cdot \left(l_3 - \frac{l_{30}}{2} \right) \left[\ddot{\alpha}_3 \cdot \left(l_3 - \frac{l_{30}}{2} \right) + \ddot{l}_1 \cdot \cos \alpha_3 + 2 \cdot \dot{l}_3 \cdot \dot{\alpha}_3 \right] + \ddot{\alpha}_3 \cdot (I_{z31} + I_{z32}) + \\ & + m_{31} \left(\frac{l_{30}^2 \cdot \ddot{\alpha}_3}{4} + \frac{l_{30} \cdot \dot{l}_1 \cdot \cos \alpha_3}{2} \right) = -\lambda_1 \cdot l_3 \cdot \sin \alpha_3 - \lambda_2 \cdot l_3 \cdot \cos \alpha_3 \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
& m_{22} \left(l_2 - \frac{l_{20}}{2} \right) \left[\ddot{\alpha}_2 \cdot \left(l_2 - \frac{l_{20}}{2} \right) + \ddot{l}_1 \cos \alpha_2 + 2 \dot{l}_2 \cdot \dot{\alpha}_2 \cdot \right] + \ddot{\alpha}_2 \cdot (I_{z21} + I_{z22}) + m_4 (l_2^2 \cdot \ddot{\alpha}_2 + \\
& + 2 \cdot l_2 \cdot \dot{l}_2 \cdot \dot{\alpha}_2 + l_2 \cdot \ddot{l}_1 \cdot \cos \alpha_2) + m_{21} \left(\frac{l_{20}^2 \cdot \ddot{\alpha}_2}{4} + \frac{l_{20} \cdot \ddot{l}_1 \cdot \cos \alpha_2}{2} \right) + m_5 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha_2 (2 \cdot \dot{l}_2 \cdot \\
& \cos \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2 - l_2 \cdot \sin \alpha_2 \cdot \dot{\alpha}_2^2 + \ddot{l}_1 + \ddot{l}_2 \cdot \sin \alpha_2 + l_2 \cdot \cos \alpha_2 \cdot \ddot{\alpha}_2) = -\lambda_1 \cdot l_2 \cdot \sin \alpha_2 + \lambda_2 \cdot l_2 \cdot \cos \alpha_2
\end{aligned} \quad (10)$$

где: F_1, F_2, F_3 - силы необходимые для выполнения программного движения; λ_1, λ_2 - множители Лагранжа.

Заключение

Полученные уравнения (6-10) совместно с уравнением связи (1, 2) могут использоваться для определения динамических ошибок при выполнении программных перемещений рабочего органа. Решение этой задачи связано с интегрированием дифференциальных уравнений. Если известны законы перемещения рабочего звена, необходимые для выполнения технологического процесса, можно найти движущие силы, обеспечивающие выполнение программного движения. Результаты расчетов служат для выбора приводных электродвигателей, проведения прочностных расчетов элементов конструкции манипулятора, а также являются исходными данными для проектирования системы управления [6,7].

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-31-50031 мол_нр, 19-48-340013 р_а

Литература

1. Пат. 2694588 Российская Федерация, МПК А01В 39/18. Робот-пропольщик с функцией фертигации [Текст] / А.С. Овчинников, В.С. Бочарников, Н.С. Воробьева, А.В. Дяшкин, А.Г. Иванов, И.А. Несмиянов, В.В. Жога, В.В. Дяшкин-Титов; опубл. 16.07.2019. Бюл. № 20.
2. Корендясев, А.И. Теоретические основы робототехники: в 2 кн. [Текст] / А.И. Корендясев, Б.Л. Саламандра, Л.И. Тывес. – М.: Наука, 2006. - кн. 1. - 383 с.
3. Жога, В.В. Методы расчета кинематических и динамических параметров манипулятора-трипода [Текст] // Учебное пособие. – Волгоград, 2019.
4. Коловский, М.З. Основы динамики промышленных роботов [Текст] / М.З. Коловский, А.В. Слоущ. – М.: Наука, 1998. - 240 с.
5. Юревич Е.И., Интеллектуальные роботы. Учебное пособие для вузов под общей редакцией Е.И. Юревича [Текст] / И.А. Каляев, В.М. Лохин, И.М. Макаров и др. – М.: Машиностроение, 2007. – 360 с.
5. Zhoga V., Algorithm to Synthesize Control Force for Tripod Manipulator Drives. [Текст] / V. Zhoga, V. Dyashkin-Titov, I. Nesmiyanov, A. Dyashkin // Proceedings of 14th International Conference on Electromechanics and Robotics “Zavalishin's Readings”. Smart Innovation, Systems and Technologies, vol 154. Springer, Singapor
6. Воробьева, Н.С. Отслеживание приводами манипулятора параллельно-последовательной структуры программных перемещений рабочего органа [Текст] / Н.С. Воробьева, В.В. Жога, И.А. Несмиянов // Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. - 2019. - № 2. - С. 154-165.

МОДЕЛИРОВАНИЕ КОПИРУЮЩЕГО ДВИЖЕНИЯ НОГИ ЭКЗОСКЕЛЕТА

MODELING OF COPY MOVEMENT OF EXOSKELETON'S LEG

Карлов А.Е. – аспирант, Печурин А.С. – студент, Яцун С.Ф. – д.т.н., профессор, зав.
кафедры

Юго-Западный государственный университет, Курск
teormeh@inbox.ru

Abstract. The article proposes a mathematical model of the copying system of the exoskeleton of the lower extremities. The technique described in the article allows the copying system to repeat a given trajectory with a given accuracy.

Key words: copy system, exoskeleton's leg, complicated movement of exoskeleton's leg.

Аннотация. В работе предложена математическая модель копирующей системы экзоскелета нижних конечностей. Описываемая в статье методика позволяет копирующей системе с заданной точностью повторять заданную траекторию.

Ключевые слова: копирующая система, нога экзоскелета, сложное движение ноги экзоскелета.

Введение

Одним из путей, позволяющим создать комфортные условия труда, обеспечивающие оптимальную работоспособность человека и сохранение его здоровья или, по крайней мере, относительно дискомфортные условия труда, обеспечивающие заданную работоспособность и сохранение здоровья, вызывающие при этом субъективные ощущения и функциональные изменения, не выходящие за пределы нормы является применения экзоскелетов. Особенно эффективными оказываются экзоскелеты, позволяющие осуществлять сложные виды движения как нижних, так и верхних конечностей[1-3], что существенно расширяет возможности человека, в том числе, при выполнении разгрузочно-погрузочных работ.

Расчётная схема

Рассматривая система, моделирующая ногу экзоскелета[4-5] (рис. 1), состоит из четырёх элементов: 1 и 2 – звенья системы, представляющие собой твёрдые недеформируемые тела; 3 – модуль, измеряющий силу \bar{P} между задающей точкой B и точкой A , принадлежащей ноге оператора; 4 – шарнирно–неподвижная стойка; \bar{r}_B – радиус вектор задающей точки B , \bar{r}_A – радиус-вектор крайней точки звена 2; B_S – точка начала траектории, B_E – точка конца траектории; \bar{P} – сила, возникающая при увеличении расстояния между точками A и B , q_1 – угол поворота звена 1 и q_2 – угол поворота звена 2 относительно звена 1, составляющие вектор обобщённых координат $\bar{q} = (q_1, q_2)^T$.

Геометрическая модель механизма (рис. 2) используется для определения координат точки A путём решения следующей систему уравнений:

$$\begin{cases} X_A = X_0 + L_2 \cdot \sin(q_1 + q_2) + L_1 \cdot \sin(q_1) \\ Y_A = Y_0 - L_1 \cdot \cos(q_1) - L_2 \cdot \cos(q_1 + q_2) \end{cases} \quad (1)$$

где X_0, Y_0 координаты шарнира O .

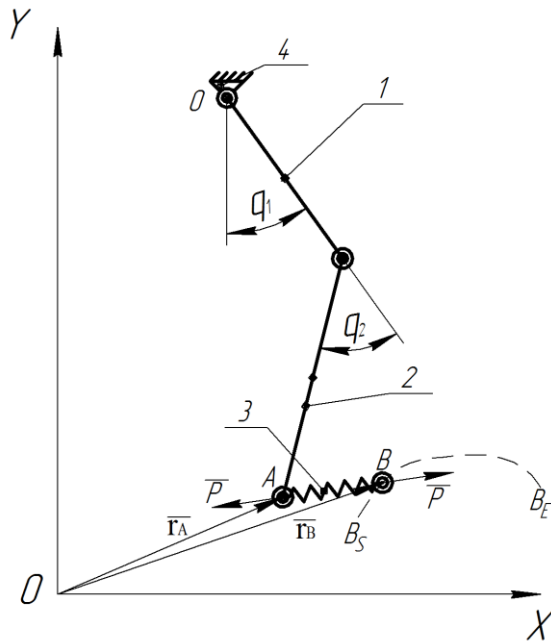


Рис. 1. Расчётная схема

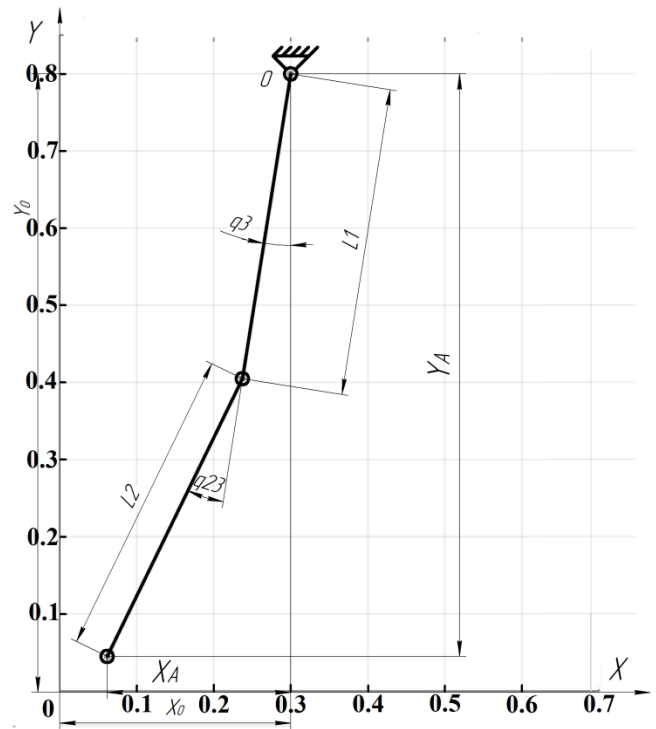


Рис. 2. Геометрическая модель механизма

Моделирование траектории задающей точки B

В данной модели, предлагаемый метод задания траектории основан на полиноме шестой степени. Одним из преимуществ этого многочлена является то, что можно регулировать высоту параболической траектории, а также начальные и конечные скорости и ускорения, где постоянные определяются из граничных условий.

Полином шестой степени принимает вид:

$$Y_B(t) = \sum_0^6 a_i \cdot t^i \quad (2)$$

с граничными условиями:

$$y(t_0) = y_0 \quad \dot{y}(t_0) = \dot{y}_0 \quad \ddot{y}(t_0) = \ddot{y}_0 \quad y\left(\frac{t_k+t_0}{2}\right) = H \quad \text{- высота параболы}$$

$$y(t_k) = y_k \quad \dot{y}(t_k) = \dot{y}_k \quad \ddot{y}(t_k) = \ddot{y}_k$$

Полученная траектория задающей точки B, задаваемая при помощи полинома шестой степени, с параметрами: L – длина шага 0.5 м, H – высота шага 0.05 м представлена на рисунке.

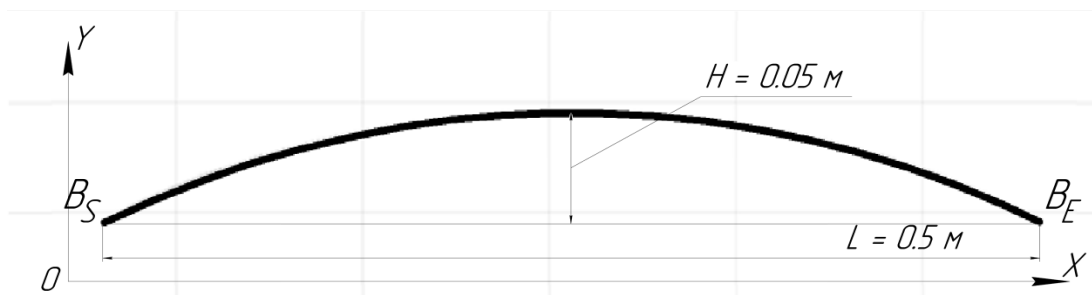


Рис. 3. Траектория задающей точки B

Расчёт компонентов вектора силы $\bar{P} = (P_X, P_Y)^T$ производится по следующим формулам:

$$P_X = C \cdot (X_B - X_A), \quad P_Y = C \cdot (Y_B - Y_A) \quad (3)$$

где:

$X_B; Y_B$ - координаты вектора \bar{r}_B , $X_A; Y_A$ - координаты вектора \bar{r}_A , C - жёсткость упругого элемента датчика.

Определение положения точки A и радиус-вектора \bar{r}_A производится следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} X_{A_i} = X_{A_{i-1}} + (k_p \cdot P) \cdot \Delta t \cdot \sin(\gamma), \\ Y_{A_i} = Y_{A_{i-1}} + (k_p \cdot P) \cdot \Delta t \cdot \cos(\gamma), \end{cases} \quad (4)$$

где: X_{A_i} - координата точки A по оси X , Y_{A_i} - координата точки A по оси Y , $X_{A_{i-1}}, Y_{A_{i-1}}$ - предыдущие значения координат точки A , k_p - регулировочный коэффициент, P - сила, Δt - временной шаг, γ - угол между пружиной и голенью.

Для определения положения звеньев механизма необходимо решать обратную задачу кинематики[6-7]. Её решение производится численным методом Ньютона.

Уравнение для решения обратной задачи кинематики имеет следующий вид:

$$\bar{q}_{i+1} = \bar{q}_i + (J(\bar{q}_i))^{-1} \cdot (s^* - f(\bar{q}_i)), \quad i = 0, 1, 2, \dots \quad (5)$$

где $J(q)$ - матрица Якоби, s^* - заданное положение точки A , $f(q)$ - предыдущее положение точки A .

Результаты моделирования

Моделирование проводилось со следующими входными параметрами: $L_1 = 0.4$ м, $L_2 = 0.4$ м, $q_1^0 = -9^\circ$, $q_2^0 = -17^\circ$; $C = 1000$ Н/м - коэффициент жёсткости упругого элемента датчика; $k_p = 0.2$ - регулировочный коэффициент; $\dot{y}(t_0) = 0$; $\ddot{y}(t_0) = 0$; $\dot{y}(t_k) = 0$; $\ddot{y}(t_k) = 0$; $\Delta t = 0.01$ с - шаг времени.

В результате работы алгоритма механизм повторил заданную траекторию с достаточной точностью (рис. 4).

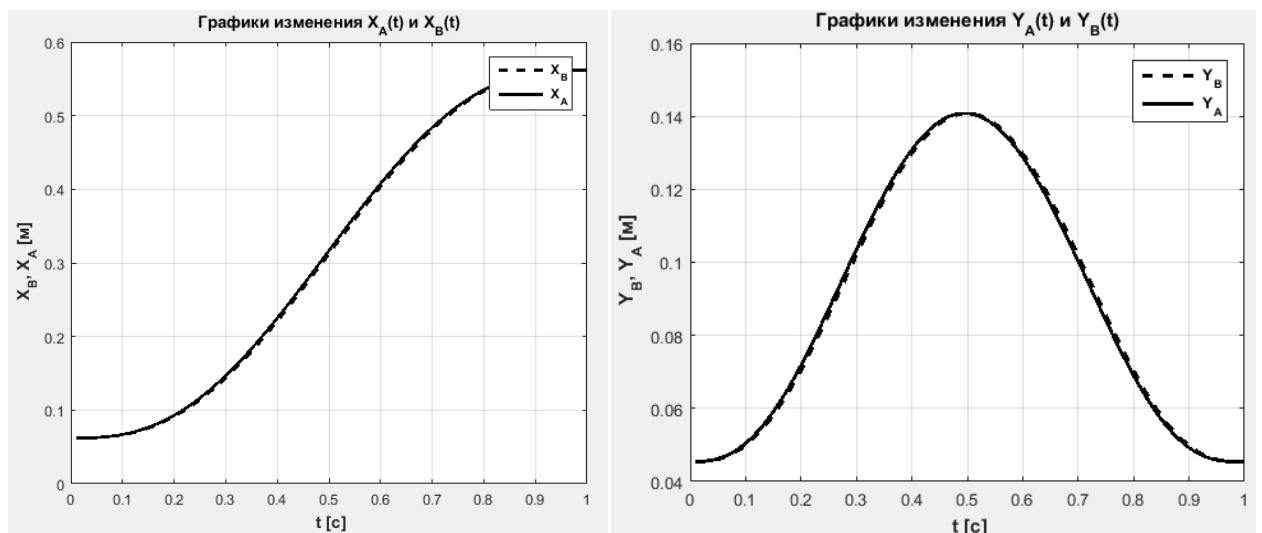


Рис. 4. Сравнение графиков заданного закона движения $X_B(t), Y_B(t)$ и полученного в результате копирования $X_A(t), Y_A(t)$

Предельное отклонение полученной траектории от заданной не превышает 0.8%.

Выводы

1. Предложена расчётная схема и математическая модель копирующей системы управления экзоскелетом.
2. Разработана методика моделирования системы копирования траектории.
3. Результаты моделирования показывают, что система с заданной точностью способна повторять требуемую траекторию движения.

Литература

1. Contreras-Vidal, Jose L., and Robert G. Grossman. "NeuroRex: A clinical neural interface roadmap for EEG-based brain machine interfaces to a lower body robotic exoskeleton." Engineering in medicine and biology society (EMBC), 2013 35th annual international conference of the IEEE. IEEE, 2013.
2. Kiguchi, Kazuo, Takakazu Tanaka, and Toshio Fukuda. "Neuro-fuzzy control of a robotic exoskeleton with EMG signals." Fuzzy Systems, IEEE Transactions on 12.4 (2004): 481-490.
3. Kazerooni H, Steger R, Huang L. Hybrid control of the Berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX). The International Journal of Robotics Research. 2006 May 1;25(5-6):561-73.
4. Kazerooni H, Racine JL, Huang L, Steger R. On the control of the Berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX). In Robotics and automation, 2005. ICRA 2005. Proceedings of the 2005 IEEE international conference on 2005 Apr 18 (pp. 4353-4360). IEEE.
5. Steger R, Kim SH, Kazerooni H. Control scheme and networked control architecture for the Berkeley lower extremity exoskeleton (BLEEX). In Robotics and Automation, 2006. ICRA 2006. Proceedings 2006 IEEE International Conference on 2006 May 15 (pp. 3469-3476). IEEE.
6. Jatsun S, Savin S, Yatsun A, Malchikov A. Study of Controlled Motion of Exoskeleton Moving from Sitting to Standing Position. In Advances in Robot Design and Intelligent Control 2016 (pp. 165-172). Springer International Publishing.
7. Jatsun S, Savin S, Yatsun A, Turlapov R. Adaptive control system for exoskeleton performing sit-to-stand motion. In Mechatronics and its Applications (ISMA), 2015 10th International Symposium on 2015 Dec 8 (pp. 1-6). IEEE.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МАЛОГАБАРИТНОГО
БЕСПИЛОТНОГО ПОДВОДНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ
ЭКОЛОГИЧЕСКОГО МОНИТОРИНГА ВОДОЕМОВ**
*MATHEMATICAL MODEL OF A SMALL-SIZED UNMANNED UNDERWATER
COMPLEX FOR ECOLOGICAL MONITORING OF RESERVOIRS*

Князев С.И. -аспирант, **Маслов А.А.** – студент, **Яцун С.Ф.** –д.т.н., профессор,
зав.кафедры.

Юго-Западный государственный институт
teormeh@inbox.ru

Abstract. In this paper, we consider the possibility of using a small-sized unmanned underwater complex for environmental monitoring, as well as mathematical modeling of the movement of this system in the water.

Key words: small-sized unmanned underwater system, environmental monitoring, mathematical modeling.

Аннотация. В данной работе рассматривается возможность применения малогабаритного беспилотного подводного комплекса для экологического мониторинга, а так же математическое моделирование движения данной системы в водном пространстве.

Ключевые слова: малогабаритный беспилотный подводный комплекс, экологический мониторинг, математическое моделирование.

Введение

В современных условиях при проведении экологического мониторинга водоемов отбор проб воды осуществляется на стационарных постах, укомплектованных необходимым оборудованием и автоматическими газоанализаторами. Однако стационарность таких датчиков-анализаторов загрязнений делает невозможной обеспечение такого контроля на всех участках объекта наблюдения и окружающей его территории. Существует проблема оперативного получения достаточной информации, необходимо для принятия соответствующих мер для решения этой проблемы начинают применяться роботизированные мобильные платформы. В развитых странах активно проводятся исследования по разработке и созданию роботизированных подводных аппаратов. Достаточно привести примеры таких устройств, как робот для диагностики загрязнения воды Shoal (США ВМТ Group университет Essex) АНПА Марлин-350 (Россия институт проблем морских технологий ДВО РАН), АНПА Галтель - Алеврит (Россия институт проблем морских технологий ДВО РАН) и другие.

Выбор систем координат

Для моделирования автономного движения малогабаритного беспилотного подводного комплекса (МБПК) по заданной траектории предложено использовать модель трехзвенной электромеханической системы с вращательным движением внешних звеньев, приводящих к формированию управляемого вектора тяги. Особое внимание уделено математическому описанию кинематики вращения корпуса, алгоритмов формирования управляющих напряжений и внешних периодических возмущений. Предполагается, что анализатор загрязнений жестко устанавливается на корпусе. Также на корпусе установлен эхолот, определяющий расстояние до препятствия, информация с которого позволяет корректировать траекторию движения МБПК. Расчетная схема устройства приведена на рис. 3. Рассматриваемая электромеханическая система имеет 8 степеней свободы. Положение центрального звена 2 описывается шестью обобщенными координатами, две обобщенные координаты имеют внешние звенья 1, 3 (электроприводы винтов). В шарнирах установлены управляемые электроприводы, позволяющие поворачивать винты

относительно корпуса на заданные углы. Так как цилиндрические шарниры имеют возможность поворачиваться относительно корпуса на некоторый угол, то такое свойство шарниров позволяет моделировать сложный характер движения внешних звеньев.

Положение центра масс МБПК в пространстве определяется координатами X, Y, Z . Ориентация корпуса в пространстве задается корабельными углами, определяющими вектор $\Theta = (\varphi, \psi, \theta)^T$. Анализатор загрязнений 4 установлен в передней части корпуса. Здесь же установлены эхолоты 5, определяющие расстояние до препятствия 6. Принято, что центр масс корпуса движется в пространстве со скоростью \bar{v} , а корпус робота вращается вокруг центра масс с угловой скоростью $\bar{\omega}$. Робот движется в пространстве под действием распределенных сил, возникающих в результате взаимодействия элементов системы с окружающей средой \bar{M} , приведенных сил тяги \bar{F} и Архимедовой силе \bar{P} . Сила, возникающая в результате взаимодействия рулей глубины и рыскания и набегающего потока воды, обозначена \bar{R}_2 . Величина и направление этой силы зависит от скорости и углов наклона рулей β_1, β_2 . Также на аппарат действуют силы веса mg . Для силы воздействия окружающей среды справедливо выражение:

$$\bar{M} = -\mu \bar{v}_c |\bar{v}_c| \quad (1)$$

Расчетная схема беспилотного подводного комплекса

Рассмотрим схему движения беспилотного подводного комплекса МБПК, представленную на рис.1. Для проведения кинематического анализа будем считать, что рассматриваемый объект для мониторинга аквасферы, представляет собой систему трех твердых тел: корпус и электроприводы винтов, которые связаны с корпусом цилиндрическими шарнирами, положение и ориентация корпуса в пространстве определяется шестью обобщенными координатами.

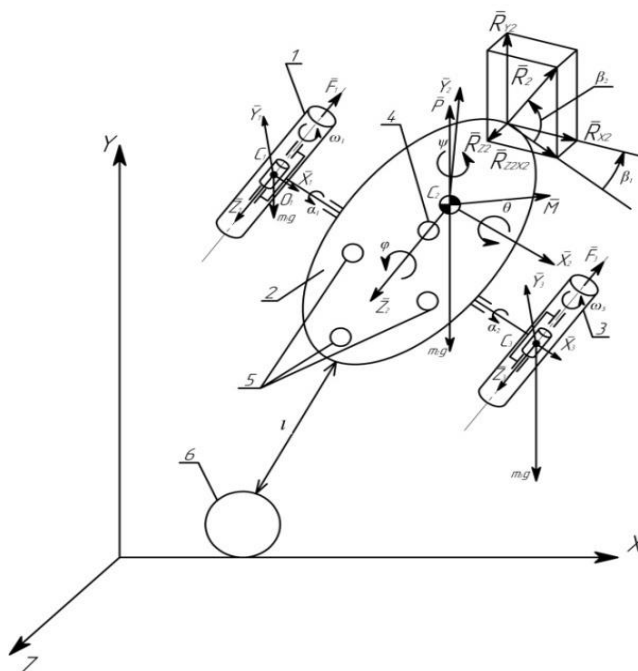


Рис.1 – Расчетная схема МБПК

Математическая модель

Относительное положение электроприводов винтов определяется соответствующими углами поворота. Тело движется относительно неподвижной системы координат $OXYZ$. С телом связана подвижная система координат $CX_2Y_2Z_2$. Центр масс

тела обозначим C . Координаты X, Y, Z задают положение точки C в пространстве. Ориентацию тела задают корабельные углы Крылова. Переход от осей неподвижной системы координат $CXYZ$ к системе $CX_2Y_2Z_2$, неизменно связанной с БПК, выполняется с помощью трех поворотов.

Результирующая матрица поворота T_{20} системы координат $C_2X_2Y_2Z_2$ относительно $OXYZ$ получается путем перемножения трёх основных матриц вращения. Исходя из полученной матрицы T_{20} , получаем систему дифференциальных уравнений движения МБПК.

Для описания движения МБПК воспользуемся теоремами о движении центра масс и получим систему дифференциальных уравнений в виде:

$$\frac{d\bar{\xi}}{dt} = \bar{\Phi}(\bar{\xi})$$

где $\bar{\xi}$:

$$\bar{\xi} = (\phi, \psi, \theta, v_x, v_y, v_z, \omega_x, \omega_y, \omega_z),$$

а $\bar{\Phi}(\bar{\xi})$ соответственно:

$$\Phi(\xi) = \begin{pmatrix} (\sin \varphi \cos \psi + \cos \varphi \sin \theta \sin \psi) \cdot (F + (R_2 \sin \beta_2 + \mu v_{cx}^2)) \cdot \frac{1}{m} \\ (\sin \varphi \sin \psi - \cos \varphi \cos \psi \sin \theta) \cdot (F + (R_2 \cos \beta_2 \sin \beta_1 + \mu v_{cx}^2)) \cdot \frac{1}{m} \\ (\cos \varphi \cos \theta \cdot (F + (R_2 \cos \beta_2 \cos \beta_1 + \mu v_{cy}^2)) + mg + P) \cdot \frac{1}{m} \\ \frac{M_{x2} - \omega_y \omega_z (J^z - J^y)}{J^x} \\ \frac{M_{y2} - \omega_x \omega_z (J^x - J^z)}{J^y} \\ \frac{M_{z2} - \omega_x \omega_y (J^y - J^x)}{J^z} \\ \frac{(-\omega_{x2} - \dot{\psi} \cos \theta \sin \varphi)}{\cos \varphi} \\ \dot{\psi} \sin \theta - \omega_{y2} \\ \frac{\omega_{z2} - \dot{\theta} \sin \varphi}{\cos \theta \cos \varphi} \end{pmatrix}$$

Алгоритм решения задачи

Исходя из полученных уравнений описывающих движение МБПК, для интегрирования данной вектор строки используем приведенный ниже метод интегрирования:

$$\bar{\xi}^j = \bar{\xi}^{j-1} + \Phi(\bar{\xi}^{j-1}) dt$$

В результате получаем расчетную схему траектории движения МБПК приведенную на рис.2.

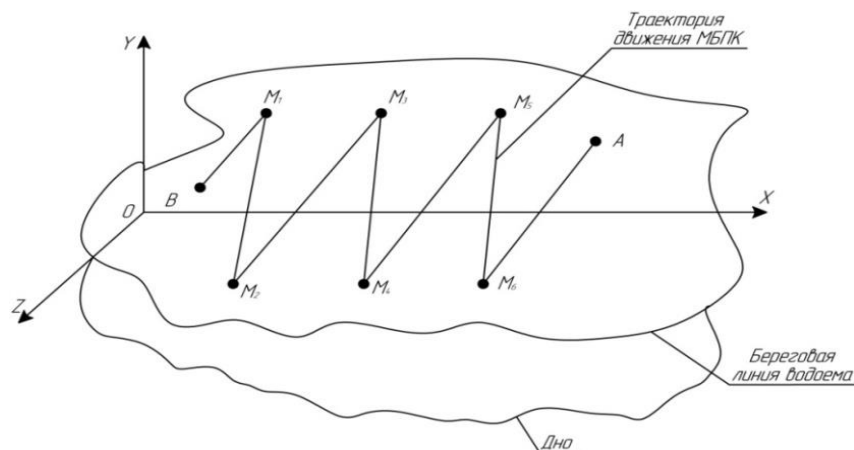


Рис.2 – Траектория движения МБПК

Выводы

В результате данной работы была получена расчетная схема МБПК, составлена математическая модель и разработан алгоритм решения данной задачи, в результате чего была получена схема траектории движения.

Литература

1. Макаренко С.И. Робототехнические комплексы военного назначения – современное состояние и перспективы развития. – 2016. №2.
2. Боженов Ю.А., Гаврилов В.М., Жуков Ю.И., Иконников И.Б. Самоходные необитаемые подводные аппараты. Л.: Судостроение, 1986. – 185с.
3. Сосонкин В.Л., Мартинов Г.М. Системы числового программного управления :Учеб. Пособие. – М.: Логос, 2005. – 296 с.
4. Робот для диагностики загрязнения воды [электронный ресурс] – URL <http://aquavitro.org/2010/12/24/ryba-robot-dlya-diagnosticski-zagryazneniya-vody/>
5. Агеев М.Д., Киселев Л.В., Матвиенко Ю.В. Автономные подводные роботы: системы и технологии. Институт проблем морских технологий. М.: Наука, 2005. – 398с.
6. Бочаров А.Ю. Современные тенденции в развитии миниатюрных подводных аппаратов и роботов за рубежом. Подводные исследования и робототехника. – 2006. – № 2. – С. 36-52.
7. Князев С.И., Методологические аспекты создания подводных роботов типа Seaglider. – 2016.

**ПРИМЕНЕНИЕ КВАТЕРНИОНОВ К ЗАДАЧЕ О ПЛАВНОМ
РАЗВОРОТЕ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА**
*APPLICATION OF QUATERNIONS TO THE PROBLEM OF SMOOTH TURN A
SPACE VEHICLE*

Ламоткин А.Е. – старший преподаватель, Мисюра¹ Н.Е. – к.ф.-м.н., доцент,
Митюшев Е.А. – д.ф.-м.н., профессор

Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина
alexey.lamotkin@urfu.ru, n_misura@mail.ru, mityushov-e@mail.ru

Abstract. We consider the problem of a smooth turn of a space vehicle, the orientation of which is determined by a unit quaternion. The mapping of the group of unit quaternions $Sp(1)$ onto a ball of radius π allows us to represent the rigid body rotation as the point motion inside this ball. The problem of finding programmed rotation control from an initial orientation to a final orientation for given components of the angular velocity vector and its derivative is stated.

Key words: Darboux problem, smooth turn, quaternions, programmed control

Аннотация. Рассматривается задача о плавном развороте космического аппарата (КА), ориентация которого задается единичным кватернионом. Отображение группы единичных кватернионов $Sp(1)$ на шар радиусом π , позволяет представить вращение твердого тела как движение точки внутри данного шара. Приводится постановка задачи о нахождении программного управления разворотом КА из произвольной начальной ориентации в произвольную конечную ориентацию при заданных компонентах вектора угловой скорости и её производной.

Ключевые слова: задача Дарбу, плавный разворот, кватернионы, программное управление

Задачей Дарбу называется задача об определении ориентации твердого тела с неподвижной точкой, если известна его мгновенная угловая скорость в любой момент времени и задана его ориентация в некоторый фиксированный момент t_0 . С использованием кинематических уравнений Эйлера эта задача сводится к интегрированию следующей системы дифференциальных уравнений [1,2]:

$$\dot{\psi} = \frac{p \sin \varphi + q \cos \varphi}{\sin \vartheta}, \quad \dot{\vartheta} = p \cos \varphi - q \sin \varphi, \quad \dot{\phi} = r - \frac{p \sin \varphi + q \cos \varphi}{\sin \vartheta} \cos \vartheta$$

где ψ, ϑ, ϕ - углы Эйлера, p, q, r - проекции вектора угловой скорости на связанные оси. Как отмечается в работе [1], эти уравнения имеют следующие особенности: они являются нелинейными уравнениями относительно углов ориентации, что приводит к трудностям их интегрирования, правые части уравнений при некоторых значениях углов ориентации не определены, что приводит к необходимости распознавания таких движений и переходу к интегрированию кинематических уравнений, записанных для других угловых параметров.

Значительного упрощения при решении задачи Дарбу можно добиться путем перехода к заданию положения тела с помощью единичных кватернионов ориентации $q_0^2 + q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 = 1$. Это позволяет записать кинематические уравнения в следующей линейной форме [3,4]:

$$\begin{aligned}
\dot{q}_0 &= -\frac{1}{2}(q_1\Omega_1 + q_2\Omega_2 + q_3\Omega_3), \\
\dot{q}_1 &= \frac{1}{2}(q_0\Omega_1 - q_3\Omega_2 + q_2\Omega_3), \\
\dot{q}_2 &= \frac{1}{2}(q_0\Omega_2 - q_1\Omega_3 + q_3\Omega_1), \\
\dot{q}_3 &= \frac{1}{2}(q_0\Omega_3 - q_2\Omega_1 + q_1\Omega_2).
\end{aligned} \tag{1}$$

где q_0, q_1, q_2, q_3 - параметры Родрига-Гамильтона, $\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3$ - здесь и в дальнейшем проекции вектора угловой скорости на связанные с вращающимся телом оси.

Кватернионные модели и методы активно применяются при решении задач навигации и управления движением космических аппаратов [5-7]. При этом традиционной является задача разворота динамически несимметричного КА относительно центра масс за фиксированное время при произвольных граничных условиях по его положению и угловой скорости. При этом обычно также решается задача оптимального управления при выборе того или иного критерия качества. В работе [8] рассматриваются различные подходы, позволяющие построить программную траекторию и программное управление, при которых твердое тело переходит из любого заранее заданного начального состояния в любое произвольное заданное конечное состояние. При этом отмечается, что аналитическое решение задачи построения оптимального программного управления и оптимального углового движения твердого тела в общем случае (при произвольных граничных условиях по угловому положению и угловой скорости) не найдено.

Рассмотрим задачу о развороте космического аппарата, движение которого определяется уравнениями (1), пусть на ориентацию, угловую скорость и производную угловой скорости наложены следующие граничные условия:

$$q(0) = q^0, \quad q(T) = q^T, \quad \Omega(0) = \Omega^0, \quad \Omega(T) = \Omega^T, \quad \dot{\Omega}(0) = \dot{\Omega}^0, \quad \dot{\Omega}(T) = \dot{\Omega}^T. \tag{2}$$

Требуется найти программное движение и программное управление, удовлетворяющие заданным граничным условиям, при заданном времени маневра T . В данной постановке в качестве управления следует рассматривать угловую скорость $\Omega(t)$. Стоит отметить, что выбор значений $\dot{\Omega}^0, \dot{\Omega}^T$ может быть обусловлен различными соображениями, так, например можно потребовать, чтобы они удовлетворяли динамическим уравнениям Эйлера с нулевыми правыми частями

$$A \dot{\Omega}_1 + (C - B)\Omega_2\Omega_3 = 0, \quad B \dot{\Omega}_2 + (A - C)\Omega_1\Omega_3 = 0, \quad C \dot{\Omega}_3 + (B - A)\Omega_1\Omega_2 = 0.$$

либо, как в случае плавного разворота выбрать $\dot{\Omega}^0 = 0, \dot{\Omega}^T = 0$.

Любая дважды дифференцируемая функция $q = q(t)$ может интерпретироваться как некоторая траектория в конфигурационном пространстве поворотов. Так как множеству единичных кватернионов могут быть поставлены в соответствие точки шара радиуса π [9,10], то для решения прикладных задач управления движением удобно перейти от полностью лишнего наглядности задания траектории на гиперсфере $q_0^2 + q_1^2 + q_2^2 + q_3^2 = 1$ в четырехмерном пространстве к ее заданию в шаре радиусом π в трехмерном евклидовом пространстве.

Как следует из тригонометрической формулы задания кватерниона, ориентацию подвижных осей можно указать в параметрах ось-угол, как совокупность поворотов на всевозможные углы $0 \leq \chi \leq \pi$ вокруг всевозможных осей, заданных векторами (рис.1)

$$\vec{e}(\alpha, \beta) = \sin \alpha \cos \beta \vec{i}_1 + \sin \alpha \sin \beta \vec{i}_2 + \cos \alpha \vec{i}_3, \quad 0 \leq \alpha \leq \pi, 0 \leq \beta \leq 2\pi$$

в виде

$$q = \cos \frac{\chi}{2} + \sin \frac{\chi}{2} \vec{e}.$$

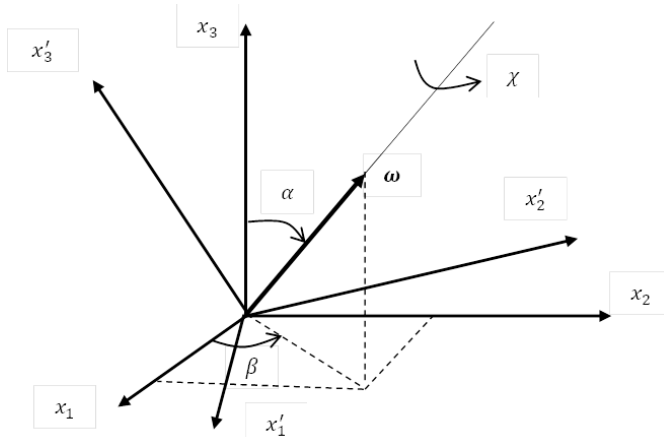


Рис.1. Определение положения подвижной системы координат с помощью параметров ось-угол

От параметризации ось-угол можно перейти к рассмотрению движения точки в конфигурационном пространстве поворотов (шаре радиусом π), которое определяется радиус-вектором:

$$\vec{r}(t) = \chi(t)\vec{e}(t),$$

или в координатной форме:

$$x_1(t) = \chi(t) \sin \alpha(t) \cos \beta(t), x_2(t) = \chi(t) \sin \alpha(t) \sin \beta(t), x_3(t) = \chi(t) \cos \alpha(t).$$

Координаты функции $q = q(t)$ определяются равенствами:

$$\begin{cases} q_0(t) = \cos \frac{\sqrt{x_1^2(t) + x_2^2(t) + x_3^2(t)}}{2}, \\ q_k(t) = \frac{x_k(t)}{\sqrt{x_1^2(t) + x_2^2(t) + x_3^2(t)}} \sin \frac{\sqrt{x_1^2(t) + x_2^2(t) + x_3^2(t)}}{2}, k = 1, 2, 3. \end{cases} \quad (3)$$

Откуда

$$x_k(t) = \frac{2q_k(t) \arccos q_0}{\sqrt{1 - q_0^2}} = 2q_k(t)Q(q_0), \quad k = 1, 2, 3, \quad \text{где } Q(q_0) = \frac{\arccos q_0}{\sqrt{1 - q_0^2}} \quad (4)$$

Из уравнений (4) получим:

$$\dot{x}_k = 2 \left(q_k \frac{\partial Q}{\partial q_0} \dot{q}_0 + Q_0 \dot{q}_k \right), k = 1, 2, 3,$$

после последовательной подстановки в эти уравнения формул (1) и (3), получаем кинематические уравнения для новых параметров в виде:

$$\dot{x}_k = f_k(x_1, x_2, x_3, \Omega_1, \Omega_2, \Omega_3), k = 1, 2, 3. \quad (5)$$

Из формулы (5) может быть найдено:

$$\ddot{x}_k = 2 \left(\dot{q}_k \frac{\partial Q_0}{\partial q_0} \dot{q}_0 + q_k \frac{\partial^2 Q_0}{\partial q_0^2} \dot{q}_0^2 + q_k \frac{\partial Q_0}{\partial q_0} \ddot{q}_0 + \frac{\partial Q}{\partial q_0} \dot{q}_0 \dot{q}_k + Q_0 \dot{q}_k \right), \quad (6)$$

из формул (1), находим:

$$\begin{aligned}
\ddot{q}_0 &= -\frac{1}{2}(\dot{q}_1\Omega_1 + \dot{q}_2\Omega_2 + \dot{q}_3\Omega_3 + q_1\dot{\Omega}_1 + q_2\dot{\Omega}_2 + q_3\dot{\Omega}_3), \\
\ddot{q}_1 &= \frac{1}{2}(\dot{q}_0\Omega_1 - \dot{q}_3\Omega_2 + \dot{q}_2\Omega_3 + q_0\dot{\Omega}_1 - q_3\dot{\Omega}_2 + q_2\dot{\Omega}_3), \\
\ddot{q}_2 &= \frac{1}{2}(\dot{q}_0\Omega_2 - \dot{q}_3\Omega_3 + \dot{q}_2\Omega_1 + q_0\dot{\Omega}_2 - q_1\dot{\Omega}_3 + q_3\dot{\Omega}_1), \\
\ddot{q}_3 &= \frac{1}{2}(\dot{q}_0\Omega_3 - \dot{q}_2\Omega_1 + \dot{q}_1\Omega_2 + q_0\dot{\Omega}_3 - q_2\dot{\Omega}_1 + q_1\dot{\Omega}_2).
\end{aligned} \tag{7}$$

После последовательной подстановки формул (7), (1) и (3) в уравнения (6), получим уравнения вида:

$$\ddot{x}_k = g_k(x_1, x_2, x_3, \Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \dot{\Omega}_1, \dot{\Omega}_2, \dot{\Omega}_3).$$

Сформулируем задачу о развороте космического аппарата в параметрах x_1, x_2, x_3 , граничные условия (2) могут быть заменены следующими граничными условиями:

$$\begin{aligned}
x_k(0) &= 2q_k^0 Q(q_0^0), x_k(T) = 2q_k^T Q(q_0^T), \dot{x}_k(0) = f_k(x_1^0, x_2^0, x_3^0, \Omega_1^0, \Omega_2^0, \Omega_3^0) \\
\dot{x}_k(T) &= f_k(x_1^T, x_2^T, x_3^T, \Omega_1^T, \Omega_2^T, \Omega_3^T), \ddot{x}_k(0) = g_k(x_1^0, x_2^0, x_3^0, \Omega_1^0, \Omega_2^0, \Omega_3^0, \dot{\Omega}_1^0, \dot{\Omega}_2^0, \dot{\Omega}_3^0), \\
\ddot{x}_k(T) &= g_k(x_1^T, x_2^T, x_3^T, \Omega_1^T, \Omega_2^T, \Omega_3^T, \dot{\Omega}_1^T, \dot{\Omega}_2^T, \dot{\Omega}_3^T),
\end{aligned} \tag{8}$$

Требуется найти программное движение и программное управление, удовлетворяющие условиям (8), при заданном времени маневра T .

Таким образом, задача управления движением (1)-(2), сформулированная в параметрах Родрига-Гамильтона сводится к задаче управления движением точкой в шаре радиуса π . При этом движение точки описывается уравнениями (5), при ограничениях наложенными условиями (8). Это позволяет получить наглядную интерпретацию вращения твердого тела как движение точки в трехмерном евклидовом пространстве.

Литература

1. Ермолин В. С., Королев В. С., Потоцкая Е. Ю. Теоретическая механика. Часть I. Кинематика. Учебное пособие. — СПб: СПбГУ, ВВМ, 2013. — 225 с.
2. Севостьянов Г.Д. О линейности кинематической задачи Дарбу для тела с неподвижной точкой // сб. науч. Тр. Механика. Математика, Саратов: Изд. Сарат. ун-та, 2005. в. 7, с. 195-198
3. Борисов А.В., Мамаев А.С. Динамика твердого тела / Ижевск: НИЦ «Регулярная и хаотическая динамика», 2001, 384 с.
4. Голубев Ю.Ф. Алгебра кватернионов в кинематике твердого тела // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2013. № 39. 23 с.
5. Молоденков А. В. К решению задачи Дарбу // Изв. РАН. МТТ. 2007. № 2. С. 3 -13.
6. Левский М. В. Оптимальное управление ориентацией космического аппарата // Изв. вузов. приборостроение. 2008. т. 51, № 5, с. 30 – 36.
7. Сапунков Я. Г., Молоденков А. В., Алгоритм оптимального по энергии разворота космического аппарата при произвольных граничных условиях // Мехатроника, автоматизация, управление, Том 16, № 8, 2015, с. 536 – 541.
8. Челноков Ю.Н. Кватернионные модели и методы динамики, навигации и управления движением / М.: ФИЗМАТЛИТ, 2011, 560 с.
9. Гельфанд И.М., Шапиро З.Я. Представление группы вращений трехмерного пространства и их применения // УМН, 1952, т. 7, в. 1(47), с. 3-117.
10. Арнольд В.И. Геометрия комплексных чисел, кватернионов и спинов / Московский центр непрерывного математического образования. 2002, 40 с.

**О ПЕРЕНОСЕ ОРТОГОНАЛЬНОГО ДВИЖИТЕЛЯ ПОДВОДНОГО
МОБИЛЬНОГО РОБОТА В НОВОЕ ПОЛОЖЕНИЕ¹**
*ABOUT MOVING OF THE ORTOGONAL DRIVE OF THE UNDERWATER
MOBILE ROBOT TO A NEW POSITION*

Мирошкина¹ М.В. – асп., **Брискин^{1,2} Е.С.** – д.ф.-м.н., зав. каф.,
Калинин^{1,2} Я.В. – к.т.н., доц.

¹Волгоградский государственный технический университет

²Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники, Университет
Иннополис, г. Иннополис
mariatiminen@yandex.ru

Abstract. The solution of one of the problems arising in the design of mobile walking robots: the problem of achievement of minimum of energy costs at overcoming obstacles, increasing the efficiency of a multi-legged mechanism and a reduction of the developed power due to a change in the mode of motion of the multi-legged walking apparatus is presented.

Key words: underwater mobile robot, multi-legged walking machine, the gait of a multi-legged walking robot, minimization of energy costs.

Аннотация. Приведено решение одной из проблем, которые возникают при проектировании шагающих машин: проблемы достижения минимальных затрат энергии при преодолении препятствия, повышения к.п.д. многоногого механизма и снижения развиваемой мощности посредством изменения режима движения многоногого шагающего аппарата.

Ключевые слова: подводный мобильный робот, многоногая шагающая машина, походка многоногого шагающего робота, минимизация энергозатрат.

Одна из задач, решаемых при управлении мобильным роботом с шагающими движителями, состоит в определении и реализации программного движения переносимого в новое положение движителя. Одним из первых движителей, для которого решалась подобная задача, являлся цикловой движитель П.Л. Чебышева [1], Ставились задачи увеличения высоты подъема опорной точки, снижения ударных нагрузок на движитель при взаимодействии с грунтом и обеспечения равномерности скорости движения стопы движителя в фазе реализации тягового усилия. Эти проблемы решались А.П. Бессоновым, Н.В. Умновым [2], а при некоторой корректировке результатов были на практике реализованы В.В. Черкасовым [3] при разработке шагающих движителей для дождевальная машины «Кубань» [4].

Другая проблема, характерная для шагающих движителей, – их низкая энергоэффективность, обусловленная тем, что для цикловых движителей часть энергозатрат приводных двигателей необходимо затрачивать на поддержание веса робота и периодический разгон и торможение неуравновешенного механизма шагания [5]. Для снижения энергозатрат на поддержание веса применяются ортогональные движители, у которых в фазе взаимодействия с грунтом привод вертикального перемещения заторможен. Одним из первых макетов роботов с такими движителями является макет, разработанный в Институте Машиноведения АН СССР. Для снижения энергозатрат на периодический разгон и торможение неуравновешенных механизмов шагания применяется рекуперация [6]. В качестве рекуператоров обычно применяются различные упругие или квазиупругие системы. Однако известны и другие методы. В их основе лежит

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-31-90112

идея отказа от равномерного движения корпуса мобильного робота [7, 8].

Этот метод может быть применен для двоярных движителей [9], состоящих из двух механизмов шагания, один из которых находится в фазе взаимодействия с грунтом, а другой – в фазе переноса, и эти оба механизма шагания приводятся в движение одним двигателем. Такие движители и методы использовались в мобильных роботах типа «Восьминог» и «Ортоног». Однако даже при равномерном движении корпуса мобильного робота за счет выбора оптимального режима переноса движителей можно существенно снизить непроизводительные потери энергии, связанные с тепловыми потерями в двигателях [8]. Особенно это необходимо и актуально осуществлять при переносе движителей в плотной среде – при организации движения подводного мобильного робота. Это обусловлено гораздо большими силами сопротивления движению.

В качестве расчетной схемы переносимого механизма шагания рассматривается материальная точка массы m , перемещающаяся из точки A в точку B , находящихся на поверхности грунта, условный профиль которой показан на рисунке 1. Горизонтальное перемещение вдоль оси x осуществляется за счет привода горизонтального перемещения ортогонального движителя, генерирующего силу F . Вертикальное перемещение вдоль оси y осуществляется за счет привода вертикального перемещения того же движителя, генерирующего силу T . На переносимый движитель действуют и силы линейного (вязкого) сопротивления R_x, R_y

$$R_x = \mu_x \dot{x} \tag{1}$$

$$R_y = \mu_y \dot{y}$$

где μ_x, μ_y – коэффициенты вязкого сопротивления жидкости.

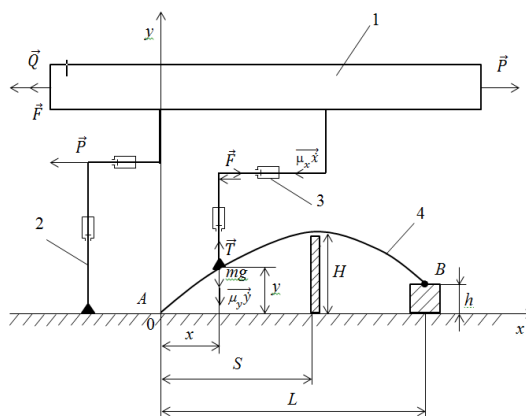


Рис. 1. Расчетная схема

1 – корпус робота; 2 – движитель, взаимодействующий с опорной поверхностью;
3 – переносимый движитель; 4 – траектория стопы переносимого движителя.

Таким образом, дифференциальные уравнения движения переносимого движителя совместно с равномерно и поступательно движущимся под водой со скоростью V роботом имеют вид

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F - \mu_x \dot{x} \\ m\ddot{y} = T - \mu_y \dot{y} - mg \\ 0 = P - Q - F \end{cases} \tag{2}$$

где P, Q – соответственно средняя сила тяги, развиваемая приводом движителя, и сила сопротивления, приходящаяся на движитель.

Уровень тепловых потерь A определяется выражением

$$A = \alpha \int_0^T F^2 dt + \alpha \int_0^T P^2 dt + \beta \int_0^T T^2 dt \tag{3}$$

Ставится задача установления закономерностей формирования программных режимов движения, обеспечивающих минимум уровня тепловых потерь.

Метод решения поставленной задачи основан на «разбиении» движения на два

этапа.

Первый этап: $0 < t < \tau_1$:

$$x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad y(0) = 0, \quad \dot{y}(0) = 0, \quad (4)$$

$$x(\tau_1) = S, \quad \dot{x}(\tau_1) = U, \quad y(\tau_1) = H, \quad \dot{y}(\tau_1) = 0;$$

Второй этап: $0 < t < \tau - \tau_1$:

$$x(0) = S, \quad \dot{x}(0) = U, \quad y(0) = H, \quad \dot{y}(0) = 0, \quad (5)$$

$$x(\tau - \tau_1) = L - S, \quad \dot{x}(\tau - \tau_1) = 0, \quad y(\tau - \tau_1) = h, \quad \dot{y}(\tau - \tau_1) = 0.$$

Каждый из этапов характеризуется двумя управляющими параметрами U , τ_1 , и на каждом из них ставится задача о минимуме функционала (3), что приводит к уравнениям Эйлера-Пуассона [10]

$$\begin{aligned} \frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \ddot{x}} \right) - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{x}} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial x} &= 0 \\ \frac{d^2}{dt^2} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \ddot{y}} \right) - \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{y}} \right) + \frac{\partial \Phi}{\partial y} &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

где $\Phi = \alpha(m\ddot{x} + \mu_x\dot{x})^2 + \alpha(m\ddot{y} + \mu_y\dot{y} + mg)^2$.

В окончательном виде (3.3) имеют вид

$$\begin{cases} x^{IV} - \lambda_x^2 \ddot{y} = 0 \\ y^{IV} - \lambda_y^2 \ddot{y} = 0 \end{cases} \quad (7)$$

где $\lambda_x = \mu_x/m$, $\lambda_y = \mu_y/m$.

Уравнения (7) решаются на каждом этапе при введенных граничных условиях (4), (5).

При этом оптимальность по выбранному критерию (3) на каждом из этапов в совокупности с выбором управляющих параметров U , τ_1 обеспечивает оптимальность на всем режиме движения.

Действительно, если функционал, определенный на интервале $[0, \tau]$, представить как сумму двух функционалов, определенных на интервале $[0, \tau_1]$ и $[\tau_1, \tau]$, то эта сумма будет зависеть от граничных условий при $t = \tau_1$. Равенство суммы функционалов исходному будет обеспечена в случае, если граничные условия (в решаемой задаче это управляющие воздействия U , τ_1 при задании координаты S) будут лежать на экстремали исходного функционала.

Решение дифференциальных уравнений (7) на каждом из этапов имеют вид

$$x(t) = C_1 + C_2 t + C_3 e^{\lambda_x t} + C_4 e^{-\lambda_x t} \quad (8)$$

$$y(t) = B_1 + B_2 t + B_3 e^{\lambda_y t} + B_4 e^{-\lambda_y t}$$

Таким образом, после определения в соответствии с выражением (8) и уравнениями движения (3) переносимого движителя определяется уровень тепловых потерь

$$\begin{aligned} A = \alpha \int_0^{\tau} (m\ddot{x} + \mu_x\dot{x})^2 dt + \alpha \int_0^{\tau} (Q + m\ddot{x} + \mu_x\dot{x})^2 dt + \\ + \beta \int_0^{\tau} (m\ddot{y} + mg + \mu_y\dot{y})^2 dt \end{aligned} \quad (9)$$

Основной задачей является установление управляющих воздействий U , τ_1 , обеспечивающих минимум (9) в зависимости от скорости перемещения корпуса V . При

этом учитываем, что в случае применения сдвоенных движителей [9] с длиной шага по следовой дорожке равной L

$$\tau = \frac{L}{2V}, \quad (10)$$

а сила сопротивления движению робота при малых скоростях

$$Q = \mu V. \quad (11)$$

Таким образом, ставится и решается задача определения таких законов движения $x(t)$, $y(t)$, которые обеспечивают как преодоление препятствий, так и минимальность уровня тепловых потерь A .

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-31-90112

Литература

1. Павловский, В.Е. О разработках шагающих машин // Препринты ИПМ им. М.В. Келдыша. 2013. №101. 32 с.
2. Бессонов, А.П., Умнов, Н.В. Вопросы механики движителей шагающих машин. – В кн.: «I Всес. конференция по механике и управлению движением шагающих машин» Волгоград, – 1988.
3. Авторское свидетельство СССР № 1738162, 07.06.1992. Шагающая опора дождевальнoй машины // Производственное объединение «Баррикады». 1992. Бюл. № 21. / Черкасов В.В., Шерстобитов С.В., Затымин А.И., Окропиридзе В.В., Величкин Н.А., Спасибкин Г.П., Вавилин Г.Д., Соболев В.М.
4. Брискин, Е.С. Динамика и управление движением шагающих машин с цикловыми движителями / Е.С. Брискин, В.В. Жога, В.В. Чернышев, А.В. Малолетов; под ред. Е.С. Брискин. М.: Машиностроение. 2009. 191 с.
5. Охоцимский Д.Е., Платонов А.К., Лапшин В.В. Энергетика движения шестиногого шагающего аппарата. Известия АН СССР. Техническая кибернетика. 1976. №5. С. 42.
6. Охоцимский Д.Е., Платонов А.К., Лапшин В.В. Об одном способе рекуперации энергии при движении шагающего аппарата. Известия АН СССР. Механика твердого тела. 1986. №5. С. 67.
7. Брискин, Е.С. Об энергетически эффективных алгоритмах движения шагающих машин с цикловыми движителями / Е.С. Брискин, Я.В. Калинин // Изв. РАН. Теория и системы управления. 2011. № 2. С. 170-176.
8. Охоцимский, Д.Е. Механика и управление движением автоматического шагающего аппарата / Д.Е. Охоцимский, Ю.Ф. Голубев // М.: Наука. 1984. 312 с.
9. Брискин, Е.С. Об оценке эффективности цикловых механизмов / Е.С. Брискин, Я.В. Калинин, А.В. Малолетов // Известия РАН. Механика твёрдого тела. 2017. № 2. С. 13-19.
10. Эльсгольц, Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление. М.: Наука. 1969. 423 с.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВНЕШНИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА
МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЮ АВТОГРЕЙДЕРА**
*DEFINITION OF EXTERNAL LOADS, APPLYING ON THE METAL DESIGN OF
MOTOR GRADER*

Михайловская В. А. – аспирант
МГТУ им. Н. Э. Баумана
valeriyamikhailovskaya7@gmail.com

Abstract. Searching in scientific literature research has revealed that nowadays there is no generally accepted method for determining external forces in the metal design of a motor grader except method claimed by Managing Document 24.220.03-90, which is not fully appropriate, because it does not consider some design features and other factors affecting the calculation. Therefore, this article presents a comprehensive calculation methodology that will allow engineers to design more efficient steel design of motor graders.

Key words: calculus of motor grader, consideration of external factors for calculus, mathematical model of motor grader calculus, definition of the external loads on the motor grader design.

Аннотация. Информационно-патентный поиск показал, что на сегодняшний день не существует общепринятого метода определения внешних усилий в металлоконструкции автогрейдера помимо РД 24.220.03-90, который не является актуальным, так как не учитывает конструктивные особенности современных автогрейдеров и другие факторы, влияющие на расчет. Поэтому в данной статье рассматривается комплексная методика расчета, которая позволит инженерам проектировать более эффективные металлоконструкции автогрейдеров.

Ключевые слова: расчет автогрейдеров, учет внешних факторов при расчете, математическая модель расчета автогрейдера, определения внешних нагрузок на автогрейдер.

Анализ литературы, посвященной проектированию и расчету автогрейдеров, показал, что в настоящее время нет методики, которая бы позволяла учитывать разнесенное по времени действие динамической и статической составляющей внешних нагрузок на металлоконструкцию машины, актуальные конструкции автогрейдеров, положения машины, в которых она наиболее часто выполняет технологические операции. Чтобы разрешить вопрос с созданием приемлемой методики расчета, необходимо сначала определить в каких ситуациях может возникнуть наиболее нагруженное состояние металлоконструкции машины. Первые два варианта относятся к случаю, когда автогрейдер работает на высокой скорости от 50 км/ч. Первый вариант, когда автогрейдер в транспортном режиме перемещается с одной локации на другую и каким-либо элементом рабочего органа упирается в непреодолимое препятствие. В таком случае усилия, возникающие в металлоконструкции, формируются от действия только динамической составляющей внешней нагрузки. Второй вариант, когда автогрейдер выполняет какие-либо технологические операции на большой скорости от 30 км/ч, например, расчищает снег, тогда при столкновении с непреодолимым препятствием (например, бордюрный камень) опасные напряжения в металлоконструкции также будут являться следствием действия значительной динамической составляющей нагрузки. Следующий вид работы автогрейдера, в результате которого также могут появиться высокие усилия в металлоконструкции, когда машина выполняет технологические операции, не развивая значительной скорости до 20 км/ч, но при этом развивая значительное тяговое усилие. Тогда возможны случаи, когда рабочий орган либо уперся в непреодолимое препятствие, либо его зажало между препятствиями. Пытаясь преодолеть

барьер, движитель с максимальным тяговым усилием будет тянуть машину вперед, что может также послужить причиной появления существенных усилий в элементах конструкции. Таким образом, выяснили, что значительные усилия могут появляться в металлоконструкции, как в результате действия большой динамической составляющей внешней нагрузки, так и при ее отсутствии, а от действия лишь тягового усилия. Поэтому справедливо будет учитывать действия двух составляющих нагрузки (динамической и статической) раздельно и рассчитывать согласно разным математическим моделям.

Рассмотрим две математические модели динамического и статического нагружения металлоконструкции автогрейдера, созданные для получения более корректных значений внешних нагрузок на рабочем органе и движителе машины.

Определить точно значение динамической нагрузки аналитическим путем трудно, поэтому была создана динамическая модель «Автогрейдер-технологическая среда», которая позволяет имитировать движение машины и изменение положения ее узлов в двух режимах: транспортном и технологическом. В модели рассчитываются параметры движения автогрейдера при условии упругости шины, смещения колес при ударе каким-либо элементом конструкции о препятствие. Также учитывается перераспределение усилий между элементами, соединенных шарнирами при условии наличия зазоров в них и регулируется интенсивность разгона автогрейдера в зависимости от сопротивлений, возникающих на движителе вследствие его взаимодействия с опорной поверхностью, от характеристик двигателя и типа трансмиссии. Помимо этого в модели «Автогрейдер-технологическая среда» опорная поверхность задана случайным дорожным профилем. Случайность профиля дороги задается белым шумом, который поступает на вход фильтра, формирующегося уравнением:

$$\ddot{q}_1 + 2 * \alpha_v * \dot{q}_1 + b^2 * q_1 = K * \dot{x}_{[0;1]} + b^2 * x_{[0;1]}, \quad (1)$$

где $b^2 = \alpha_v^2 + \beta_v^2$;

$$K = \sqrt{\frac{2 * D_q * \alpha_v}{D_{x_{[0;1]}} * \Delta t}};$$

$$\alpha_v = \alpha_\tau * v; \beta_v = \beta_\tau * v$$

Δt – временной интервал, q_1 – искомая ордината профиля дороги; $x_{[0;1]}$ – процесс типа «белый шум», v – скорость движения машины, α_τ , β_τ – коэффициенты, характеризующие степень нерегулярности профиля, D_q – дисперсия неровностей дорожной поверхности.

Коэффициенты α_τ , β_τ участвуют в формировании неровностей для дорожного полотна модели и в зависимости от их значений можно получать дорогу любого качества поверхности, например асфальтобетонное шоссе или грунтовая дорога и др.

Таким образом, при копании в каждый момент времени рабочий орган модели автогрейдера будет встречать неровности разной высоты и в результате этого призма волочения, образующаяся перед рабочим органом будет увеличиваться, что будет сказываться на изменении внешней нагрузки, действующей на рабочий орган.



Рис. 1. Проекция на плоскость XY дорожного профиля

Среда, в которой происходит перемещение рабочего органа накладывает на движение машины как кинематические ограничения, так и геометрические. Поэтому, чтобы рассчитать сопротивление на рабочем органе автогрейдера при выполнении технологических операций, использовались формулы сопротивления косому копанью грунта отвалом: $W_r = E'_r + E''_r + (W_b + G_o) * \mu_1 + W_{пр}$ – горизонтальная составляющая сопротивления копанью, $W_b = E'_b + E''_b$, – вертикальная составляющая копанью [1].

Таким образом, созданная модель динамического нагружения позволяет учитывать факторы, влияющие на взаимодействие автогрейдера с технологической средой, которые невозможно было учесть, рассчитывая динамическую нагрузку используя рекомендованные коэффициенты динамичности. Расчет по принятой формуле $P_u = v * \sqrt{c_0 * m}$, где c_0 – приведенная жесткость конструкции, приводит к завышенным значениям динамического усилия.

Математическая модель для статического расчета разрабатывалась исходя из анализа рабочих положений автогрейдера, в которых он выполняет технологические операции и, для проведения расчета было выбрано наиболее нагруженное реальное рабочее положение автогрейдера (см. рис. 2).



Рис. 2. Выполнение автогрейдером работ по устройству земляного откоса

Расчетные схемы, соответствующие данному рабочему положению представлены на рис. 3, 4, 5, 6.

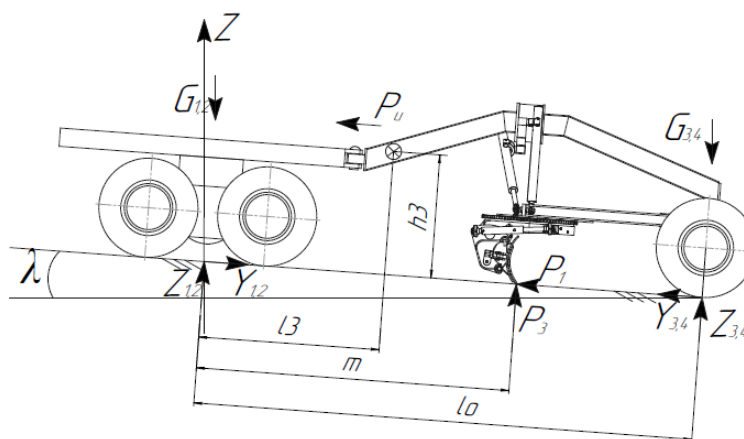


Рис. 3. Главный вид расчетной схемы статического нагружения автогрейдера

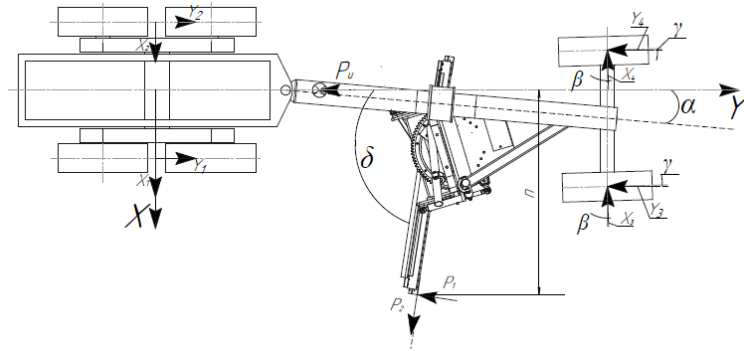


Рис. 4. Вид сверху расчетной схемы статического нагружения автогрейдера

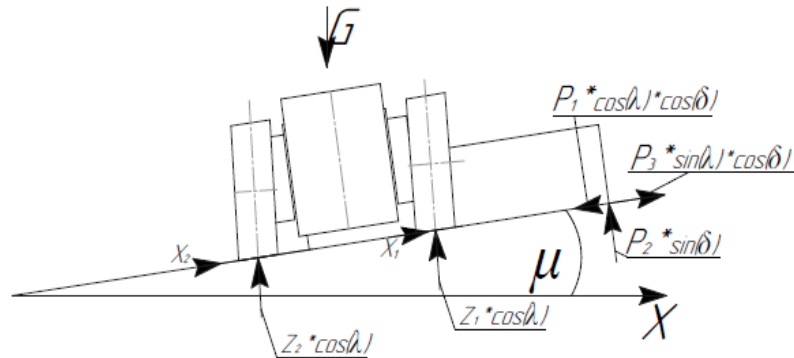


Рис. 5. Вид сбоку расчетной схемы статического нагружения автогрейдера, задний мост

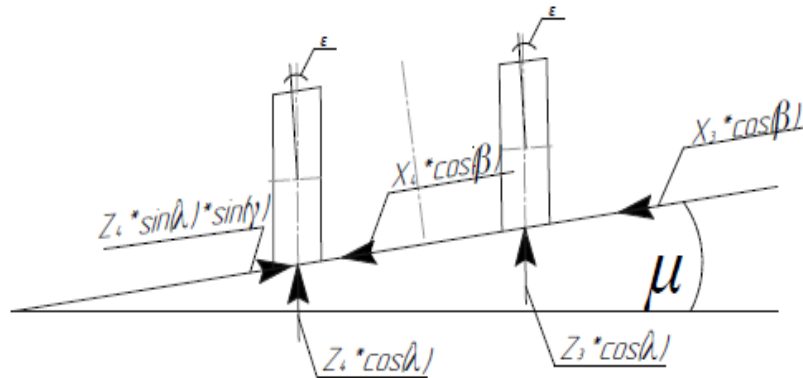


Рис. 6. Вид сбоку расчетной схемы статического нагружения автогрейдера, передний мост

Далее согласно расчетным схемам составляются сумма проекций всех сил на координатные оси и сумма моментов всех сил относительно трех осей. Уравнения математической модели получились достаточно емкими, поэтому в качестве примера приводится только уравнение проекций сил на ось X, действующих на металлоконструкцию автогрейдера.

$$\sum F_x = 0; \quad -P_1 * \cos(\lambda) * \sin(\delta) + P_3 * \sin(\lambda) * \sin(\delta) - P_2 * \cos(\delta) * \cos(\lambda) + (Y_1 + Y_2) * \cos(\lambda) + (Z_1 + Z_2) * \sin(\lambda) - P_u * \cos(\lambda) * \cos(\alpha) + (X_3 + X_4) * \sin(\beta) * \cos(\lambda) + (Z_3 + Z_4) * \sin(\lambda) * \cos(\gamma) + (Y_3 + Y_4) * (\sin(\lambda) * \sin(\epsilon) * \cos(\mu) * \sin(\beta) - \sin(\lambda) * \cos(\epsilon) * \sin(\mu) * \sin(\beta) - \cos(\gamma) * \cos(\lambda)) = 0$$

Расчет металлоконструкции сначала по модели динамического нагружения, а затем по модели статического нагружения позволяет получать внешние нагрузки максимально приближенные к реальным, что демонстрирует на конечно-элементных моделях напряжения, соответствующие реальному нагружению металлоконструкции. Таким образом, распределение напряжений будет отражать более полное и реальное нагружение

машины в процессе эксплуатации, благодаря учету особенностей конструкции и реальных рабочих положений машины при эксплуатации.

Литература

1. Алексеева Т. В., Артемьев К. А., Бромберг А. А. и др. Дорожные машины. Часть 1. Машины для земляных работ.. - 3-е изд. - М.: "Машиностроение", 1972 г.
2. Мятеш И.И. Повышение производительности автогрейдера при перемещении грунта: дисс. канд. техн. наук: 05.05.04. Омск, 2001.
3. Shevchenko V., Chaplygina O., Beztsennaya Zh., Methods to determine measures providing a motor-grader road-holding ability//International Scientific Journal «Machines. Technologies. Materials», 2015. P. 78-83 (ISSN: 1313-0226) (in Eng).
4. Yongjun Pan, Alfonso Callejo, Identification, design and kinematic analysis of an earthmoving mechanism//Journal of Terramechanics/ELSEVIER, 2016. Vol. 66. P. 27-39 (in Eng).
5. Gregor Izrael, Ladislav Gulan, Juraj Bukoveccky, Verification of design of mobile working machines in operating conditions//Machine Design, 2018. Vol. 10. P. 81-84 (ISSN: 1821-1259) (in Eng).

АЛГОРИТМЫ ЗАДАНИЯ ДВИЖЕНИЯ ПЛАТФОРМЫ И МАНИПУЛЯТОРОВ НАПЛАНЕТНОГО МОБИЛЬНОГО РОБОТА¹ *MOTION SPECIFICATION ALGORITHMS FOR BOTH PLATFORM AND ARMS OF A MOBILE ROBOT FOR PLANETARY RESEARCH*

Нанягеев И.Р. – программист 2 кат, Шардыко И.В. – научный сотрудник
ГНЦ РФ ЦНИИ РТК, Санкт-Петербург
iliasnan@yandex.ru

Abstract. This article describes some aspects of the control system design for a mobile robot that is a four-wheel platform with individual wheel-steering equipped with two redundant robotic arms. The considered control issues include different ways of platform maneuvering as well as a solution of inverse kinematics problem for a redundant arm with an original approach to redundancy resolution with respect to operator's intention.

Key words: mobile robot, redundant kinematic chains, inverse kinematics problem, anthropomorphic robot, wheeled robot, kinematic steering.

Аннотация. В данной статье представлен опыт разработки системы управления мобильным роботом, представляющим собой четырехколесную платформу с индивидуальным управлением поворотом каждого из колёс, оснащённую двумя манипуляторами с избыточными кинематическими цепями. Рассмотрены такие вопросы управления, как различные способы выполнения платформой поворота и решение обратной задачи кинематики для манипулятора с избыточной кинематической цепью, в том числе предложен оригинальный подход задания конфигурации промежуточных шарниров.

Ключевые слова: мобильный робот, избыточные кинематические цепи, обратная задача кинематики, антропоморфные роботы, колёсный робот, кинематический способ поворота

Введение

В современном мире наблюдается возрождение интереса к исследованию естественного спутника Земли – Луны. В России ведётся обсуждение программы освоения Луны и проводятся предварительные исследования в этой области. В качестве одного из промежуточных результатов проведенных исследований [1] был предложен возможный облик будущего мобильного робота для проведения исследований на лунной поверхности, трёхмерная модель обновлённой версии которого показана на рисунке 1а.

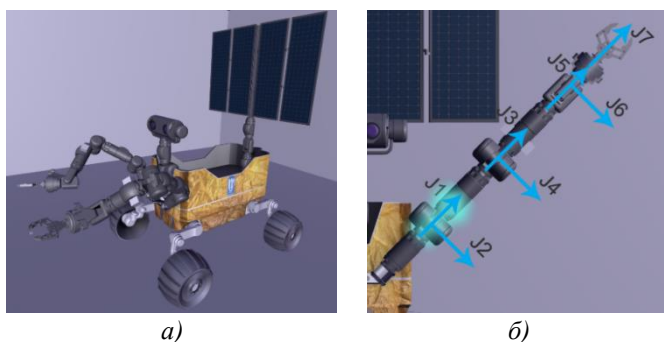


Рис.1. Внешний облик напланетного мобильного робота

Шасси мобильного робота включает четыре мотор-колеса, установленных на двухступенных механизмах шагания. Каждое из мотор-колёс имеет возможность поворота вокруг вертикальной оси. Из последнего факта следует, что поворотом каждого из колёс можно управлять независимо, и это является важной особенностью для решения задач

¹ Результаты статьи получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России № 075-00924-19-00

управления криволинейным движением и маневрированием платформы.

Для выполнения различных работ на лунной поверхности мобильный робот оснащается манипуляционной системой (МС), включающей два семистепенных манипулятора антропоморфной структуры, расположенными во фронтальной части. Конструкция манипуляторов такова, что оси каждого двух соседних шарниров перпендикулярны, а оси вращения корневых шарниров находятся в плоскости, перпендикулярной направлению движения мобильного робота (рис. 1б).

Алгоритмы маневрирования мобильного робота

Возможность управлять независимо каждым из колес открывает простор для реализации различных способов движения мобильного робота. Однако, чтобы избежать повреждения шасси мобильного робота в случае, когда какое-либо колесо прикладывает усилие в сторону, не совпадающую с направлениями усилий других колес, имеет смысл рассматривать лишь те варианты задания поворота колеса, которые не допускают подобных противоречий, т.е. кинематически совместимые режимы. К таким вариантам можно отнести режимы поворотов, показанные на рисунке 2, а именно:

- 1) Автомобильный поворот – поворот колёс передней оси (рис.2а): является базовым режимом управления движением мобильного робота при движении вперёд;
- 2) Поворот колёс задней оси (рис.2б): данный режим удобен в ситуации движения мобильного робота в обратном направлении;
- 3) Разнонаправленный поворот колёс передней и задней пары (рис.2в): данный режим повышает маневренность за счет уменьшения минимального радиуса поворота (вплоть до нулевого);
- 4) Сонаправленный поворот колёс передней и задней пары (рис.2г): повышает маневренность за счет бокового смещения вкуче с движением вперед/назад;
- 5) Танковый поворот за счёт разности скоростей бортов (не показано, поворот колёс отсутствует).

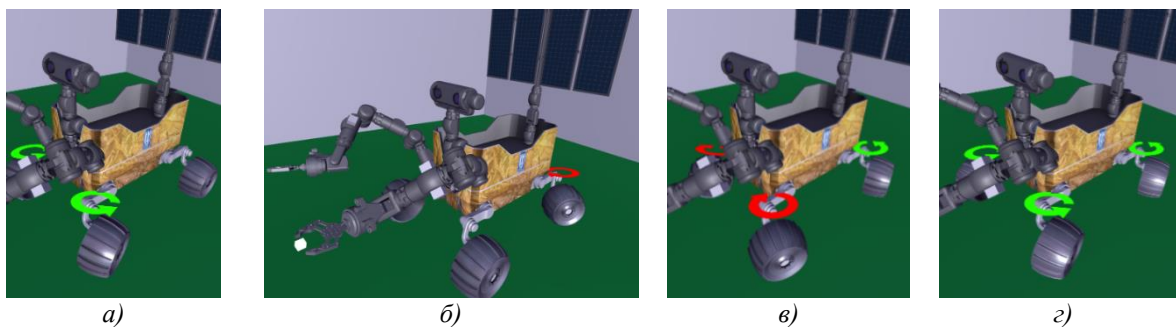


Рис.2. Демонстрация способов выполнения поворота мобильного робота

Решение обратной задачи кинематики для манипулятора

Эффективное применение мобильного робота требует удобного механизма управления манипуляторами. Так как целевой функцией МС является перемещение инструмента и полезного груза в операционном пространстве робота (описываемого декартовой системой координат), а источником движения являются двигатели в шарнирах МС, возникает необходимость решения обратной задачи кинематики (ОЗК). Основой для решения ОЗК манипуляторов мобильного робота послужил численный метод Левенберга-Марквардта [2] реализованный в библиотеке кинематики и динамики Orocos KDL [3] и использующий в качестве критерия для оптимизации минимизацию нормы вектора обобщённых скоростей.

С учетом возможности изменения конфигурации шарниров через задействование избыточности формула итогового решения ОЗК будет выглядеть следующим образом:

$$q_{result} = IK_{LMA}(cartPose) + S_T \cdot q_{Zero} = IK_{LMA}(cartPose) + S_T \cdot s \cdot Z \quad (1)$$

где q_{result} – совокупность вектора конфигурации шарниров, обеспечивающего достижение целевого положения и вектора конфигурации промежуточных шарниров,
 $IK_{LMA}(cartPose)$ – функция решения ОЗК численным методом Левенберга-Марквардта для целевого положения $cartPose$, заданного в декартовых координатах;
 Z – ортонормированный базис нульмерного пространства (НП), полученный из разложения по сингулярным значениям матрицы Якоби текущей конфигурации [4];
 $s > 0$ – коэффициент, определяющий скорость изменения конфигурации шарниров;
 S_T – коэффициент (знак), определяющий направление изменения конфигурации шарниров, зависящий от направления, сгенерированного задающим маркером (ЗМ) – объекта сцены в трехмерной визуализации лунохода, перемещение которого задает направление изменения конфигурации шарниров. Алгоритм определения знака рассмотрен ниже.

Поскольку структура мобильного робота соответствует упрощенной древовидной структуре в соответствии с работой [5], то решение ОЗК в ситуациях, когда рабочие точки нескольких манипуляторов связаны с одним общим полезным грузом, аналогично решению ОЗК для упрощенных древовидных структур, представленному в указанной работе.

Задание направления изменения конфигурации промежуточных шарниров

Основания манипуляторов расположены таким образом, что большинство конфигураций шарниров манипулятора при эксплуатации будут такими, что рабочая точка каждого манипулятора будет занимать положение то по одну (рис.3а), то по другую сторону (рис.3б) от плоскости UV, проходящей через оси корневых шарниров. В связи с этим, направление изменения конфигурации промежуточных шарниров манипулятора удобнее задавать, перемещая ЗУ в системе координат, связанной с четвертым (локтевым) шарниром, так как амплитуда его перемещений при изменении конфигурации максимальна.

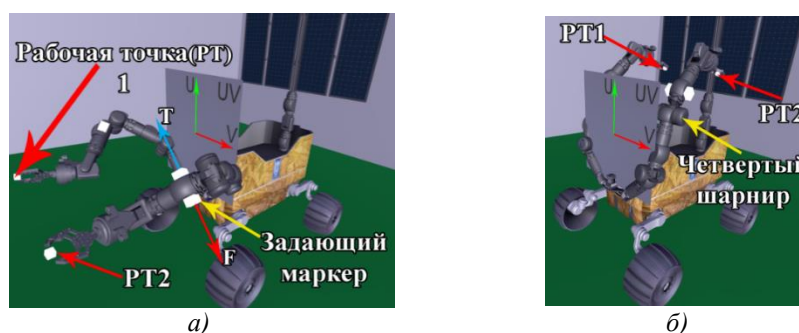


Рис.3. Демонстрация основных сценариев использования манипуляторов.

Направление движения, заданное ЗМ в большинстве случаев можно свести к двум желаемым направлениям: 1) движение локтя к продольной оси мобильного робота (ЗМ перемещается вдоль вектора T) и 2) движение локтя от продольной оси мобильного робота, (ЗМ перемещается вдоль вектора F).

Вычисление изменения конфигурации промежуточных шарниров

Из формулы (1) следует, что желаемое направление изменения конфигурации промежуточных шарниров зависит только от знака S_T . При этом это направление должно совпадать с интуитивным пониманием оператора при работе с маркером. Для определения знака задействуется метрика, связанная с текущим положением ЗМ. Для этого вводится вектор \vec{A} , привязанный к задающему устройству, который также параллелен и сонаправлен с осью вращения локтевого шарнира (рис 4а).

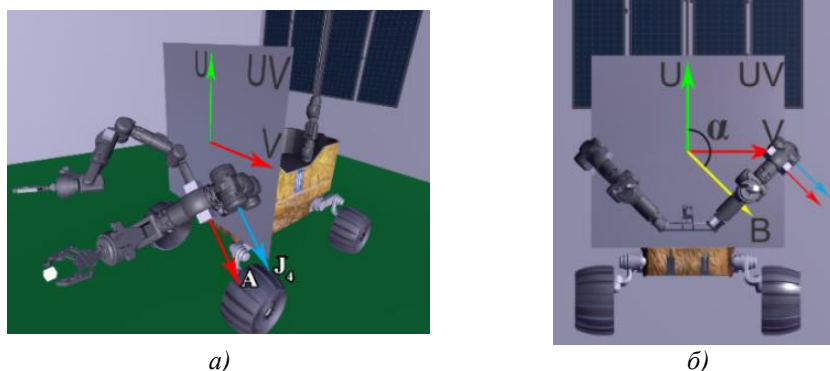


Рис.4.Задание метрики, используемой для определения положения задающего устройства

Тогда в качестве угла, характеризующего положение ЗМ, можно выбрать угол α , на который нужно повернуть вектор \vec{U} по часовой стрелке, чтобы получить вектор \vec{B} – проекцию вектора \vec{A} на плоскость UV (рис 4б).

Исходя из основных сценариев использования манипуляторов и конструкции самих манипуляторов эмпирически было выявлено влияние следующих факторов на направление изменения промежуточной конфигурации:

- 1) знак первого элемента вектора базиса нульмерного пространства (НП)

$$S_1 = \text{sign}(Z(1)) \quad (2)$$

- 2) равенство знаков первого и пятого элемента вектора базиса НП:

$$S_2 = \begin{cases} 1, \text{sign}(Z(1)) = \text{sign}(Z(5)) \\ -1, \text{sign}(Z(1)) \neq \text{sign}(Z(5)) \end{cases} \quad (3)$$

- 3) требуемое направление движения, задаваемое перемещением ЗМ (от оператора) – S_3 измеряемое следующим образом: значение 1, если необходимо движение к продольной оси (вдоль вектора \vec{T} на рис. 3а) и -1, если необходимо движение от продольной оси (вдоль вектора \vec{F} на рис. 3а);

- 4) текущее положение ЗМ

$$S_4 = \begin{cases} 1, \alpha \geq 180^\circ \\ -1, \alpha < 180^\circ \end{cases} \quad (4)$$

Таким образом, знак можно определить по следующей формуле:

$$S_T = S_1 \cdot S_2 \cdot S_3 \cdot S_4 \quad (5)$$

Заключение

В настоящей статье рассмотрены вопросы управления основными подсистемами мобильной робота – колёсной мобильной платформой и манипуляционной системой. Наличие приводов поворота колёс позволяет реализовать различные алгоритмы выполнения поворота платформы, каждый из которых обладает преимуществами в определённых ситуациях. Для предложенных алгоритмов записаны кинематические соотношения, позволяющие находить сигналы управления для произвольно заданной траектории движения платформы. Также рассмотрено решение ОЗК манипуляторов с избыточным числом степеней подвижности, включающее оригинальный механизм управления конфигурацией. Используемые подходы можно применять на любых других мобильных платформах схожей конструкции, а алгоритмы решения ОЗК манипуляторов – и на стационарных МС. На основе разработанных алгоритмов планируется разработка механизма описания и исполнения сценариев автономного функционирования мобильных манипуляционных систем.

Результаты статьи получены в рамках выполнения государственного задания Минобрнауки России № 075-00924-19-00

Литература

1. Васильев А.В., Сергеев А.В. Разработка требований к наземному стенду (полигону) для моделирования и отработки технологий дистанционного управления малым исследовательским луноходом // Труды конференции «Экстремальная робототехника», 2019.
2. Nocedal J., Stephen J. Wright. Numerical Optimization //Springer, New York. – 1999. – Т. 2. – С. 173-195.
3. Orocos KDL. URL: http://docs.ros.org/jade/api/orocos_kdl/html/index.html (дата обращения 09.10.2019).
4. Vidyasagar M., Spong M. Robot dynamics and control. – Wiley, 1989.
5. Shardyko I. et al. Inverse Kinematics Solution for Robots with Simplified Tree Structure and 5-DoF Robot Arms Lacking Wrist Yaw Joint //Proceedings of 14th International Conference on Electromechanics and Robotics “Zavalishin's Readings” . – Springer, Singapore, 2020. – С. 113-124.

**РАСШИРЕНИЕ ОБЛАСТИ СУЩЕСТВОВАНИЯ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**
*EXPANSION OF THE DOMAIN OF EXISTENCE
OF THE CYLINDRICAL INVOLUTE GEARS*

Нгуен З.Т. – аспирант

Тульский государственный университет, г. Тула, Россия
duythenguyen09@gmail.com

Abstract. The article proposes a method of optimal geometrical synthesis gearing of cylindrical involute gears. New geometry calculation system has been proposed. The method developed on the basis of this calculation system, allows to significantly expand the domain of existence of the synthesis problem solution, also of existence of the gear.

Key words: gear, geometric synthesis, optimization.

Аннотация. В работе предложена методика оптимального геометрического синтеза зацепления цилиндрических эвольвентных зубчатых передач. Предложена новая система расчета геометрии. Методика, разработанная на основе этой системы расчета, позволяет значительно расширить область существования решения задачи синтеза, а также область существования зубчатой передачи.

Ключевые слова: зубчатая передача, геометрический синтез, оптимизация.

Геометрический синтез всегда представляет собой актуальную задачу для проектирования зубчатой передачи. При геометрическом синтезе необходимо определить основные геометрические параметры зубчатых колес, обеспечивающие работоспособность передачи и выполнение ряда условий по качественным характеристикам.

При геометрическом синтезе идея расширения поля блокирующего контура была указана в работе [1] по различным способам, в том числе изменению системы расчета, отказавшись от сохранения стандартных радиальных зазоров.

С целью расширения области существования решения задачи геометрического синтеза, а также области существования зубчатой передачи была разработана новая система расчета геометрии, в которой отнесены к выходным параметрам синтеза радиальные зазоры [2]. Т.е. состав выходных параметров геометрического синтеза состоит из коэффициентов смещения и радиальных зазоров.

Известно, что для геометрического синтеза внутреннего зацепления при малой разнице чисел зубьев такая система расчета позволяет в несколько раз расширить область существования решения задачи синтеза, а в некоторых случаях область отсутствует при сохранении стандартных зазоров [3]

Решение задачи синтеза значительно усложняется при геометрическом синтезе четырехзвенной зубчатой передачи, в которой одно из зубчатых колес одновременно участвует в двух зацеплениях. Т. к. число условий синтеза увеличивается в несколько раз, а число выходных параметров синтеза увеличивается с трех до шести. Кроме того при отдельном синтезе двух зацеплений геометрические параметры паразитного зубчатого колеса могут получаться разными, что требует решения двух взаимосвязанных задач.

При расчете геометрических параметров зубчатых передач считаются заданными: модуль m ; числа зубьев z_1, z_2, z_3 ; коэффициенты смещения x_1, x_2, x_3 ; коэффициенты радиальных зазоров $c_{12}^*, c_{21}^*, c_{23}^*, c_{32}^*$. Обозначения геометрических параметров и расчетные формулы соответствуют ГОСТ 16532-60 и ГОСТ 19274-73.

При нестандартных радиальных зазорах диаметры окружностей вершин должны удовлетворять зависимостям

$$\begin{aligned}
d_{a1} &= 2a_{w12} - d_{f2} - 2c_{12}^*m; \\
d_{a2} &= 2a_{w12} - d_{f1} - 2c_{21}^*m; \\
d_{a2} &= d_{f3} - 2a_{w23} - 2c_{23}^*m; \\
d_{a3} &= d_{f2} + 2a_{w23} + 2c_{32}^*m.
\end{aligned}
\tag{1}$$

Т.к. спутник z_2 одновременно находится в двух зацеплениях: внешнем и внутреннем, то должно выполняться условие

$$2a_{w12} - d_{f1} - 2c_{21}^*m = d_{f3} - 2a_{w23} - 2c_{23}^*m. \tag{2}$$

Это условие приводит к уменьшению числа выходных параметров синтеза до шести, а коэффициент радиального зазора c_{23}^* определяется уравнением (2).

Задача геометрического синтеза для соосной планетарной зубчатой передачи 2К-Н является более сложной, так как требует выполнения еще ряда условий и ограничений геометрического синтеза планетарных передач. Одно из важных условий, это условие соосности передачи, которое связывает между собой межосевые расстояния внешнего и внутреннего зацепления [4].

В общем случае условие соосности приводится к виду [4]

$$\frac{z_1 + z_2}{\cos \alpha_{w12}(x_1, x_2)} = \frac{z_3 - z_2}{\cos \alpha_{w23}(x_2, x_3)} \tag{3}$$

В частном случае, когда $z_1 + z_2 = z_3 - z_2$ через инволюту углов зацеплений условие соосности будет иметь вид

$$x_1 + x_2 = x_3 - x_2 \text{ или } x_3 = x_1 + 2x_2 \tag{4}$$

В этом случае число выходных параметров синтеза уменьшается до пяти, а коэффициент смещения x_2 определяется уравнением (3) или в частном случае – (4).

Для синтеза работоспособных зацеплений необходимо выполнение дополнительных условий: отсутствие подрезания зубьев, отсутствие интерференции зубьев, отсутствие срезания зубьев, отсутствие заострения зубьев, представляемых в виде ограничений синтеза. Качество работы передачи характеризуется коэффициентами перекрытия $\varepsilon_{\alpha12}$, $\varepsilon_{\alpha23}$ и углами зацеплений α_{w12} , α_{w23} .

Для решения задачи оптимизации при геометрическом синтезе в работе [5] предложена методика оптимального геометрического синтеза четырехзвенного механизма со связанными цилиндрическими зубчатыми колесами, участвующие в одном внешнем и одном внутреннем зацеплениях. В работе [6] предложена методика для соосной планетарной передачи 2К-Н.

Так как выбранные качественные характеристики передачи противоречивы, то требуется компромиссное решение оптимальной задачи геометрического синтеза. Целевая функция принята в виде:

$$F(x_1, x_3, c_{12}, c_{21}, c_{32}) = k_1 \frac{1}{\varepsilon_{\alpha12}} + k_2 \frac{1}{\varepsilon_{\alpha23}} + k_3 k'_3 \alpha_{w12} + k_4 k'_4 \alpha_{w23}$$

где k_1, k_2, k_3, k_4 – весовые коэффициенты, значения которых назначаются в зависимости от важности критериев при решении конкретной задачи, причем $k_1 + k_2 + k_3 + k_4 = 1$; $k'_3, k'_4 = 2.3$ – нормирующие множители.

В табл. 1 приведено сравнение результатов расчета параметров передачи для оптимального варианта и вариантов, в которых значения компонентов вектора выходных параметров синтеза были изменены (по сравнению с оптимальными) на 5-20 %.

Исходные данные для расчетов: модуль $m = 2.5$; числа зубьев зубчатых колес $z_1 = 15$, $z_2 = 30$, $z_3 = 80$. Для нарезания зубчатых колес с внешними зубьями используется долбяк 2536-0109, колеса с внутренними зубьями – долбяк 2530-0168 по ГОСТ 9323-79.

Табл. 1. Тестирование программы

Параметр	Варианты				
	Оптимальный вариант	1	2	3	4
x_1	0.0374	0.0380	0.0410	0.0320	0.043
x_2	-0.1417	-0.1000	-0.1100	-0.1600	-0.1300
x_3	0.0535	0.0500	0.0460	0.0560	0.0520
c_{12}	0.2000	0.2100	0.2200	0.2300	0.2240
c_{21}	0.2000	0.2300	0.2100	0.2400	0.2370
c_{23}	0.2000	0.2264	0.2065	0.2426	0.2354
c_{32}	0.4093	0.4200	0.4400	0.4340	0.4600
$\varepsilon_{\alpha 12}$	1.6610	1.6211	1.6314	1.6212	1.6142
$\varepsilon_{\alpha 23}$	1.8013	1.7587	1.7528	1.7453	1.7125
α_{w12} , град.	19.2399	19.5558	19.5043	19.0574	19.3703
α_{w23} , град.	21.1546	20.8999	20.9342	21.2702	21.0812
Выполнение ограничений	выпол.	выпол.	выпол.	выпол.	выпол.
Целевая функция (F)	0.6947	0.7024	0.7017	0.7022	0.7068

В табл. 2 приведено сравнение результатов расчета параметров передачи по новой системе расчета (вариант 1) и по существующим системам расчета (вариант 2 [1], вариант 3 [7]).

Исходные данные для расчетов: модуль $m = 2.5$; числа зубьев зубчатых колес $z_1 = 20$; $z_2 = 30$; $z_3 = 80$. Для нарезания зубчатых колес с внешними зубьями используется долбяк 2536-0109, колеса с внутренними зубьями – долбяк 2530-0168 по ГОСТ 9323-79.

Табл. 1 и 2 показывают, что в оптимальной точке при новой системе расчета все ограничения выполнены, и достигнуто минимальное значение целевой функции чем при других точках и существующей системе расчета.

Табл. 2. Сравнение с существующей системой расчета

Наименование качественных показателей		Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Коэффициент перекрытия	$\varepsilon_{\alpha 12}$	1.7153	1.3594	1.2980
	$\varepsilon_{\alpha 23}$	1.7362	1.7021	1.4500
Угол зацепления (град.)	α_{w12}	19.3366	25.2461	25.3711
	α_{w23}	19.3366	25.2461	25.3711
Выполнение ограничений		выпол.	выпол.	выпол.
Коэффициент смещения	x_1	- 0.2237	1.0000	0.5000
	x_2	0.1220	0.1000	0.6340
	x_3	0.0204	1.2000	1.7680
Коэффициент радиального зазора	c_{12}	0.2000	0.2500	0.2500
	c_{21}	0.2051	0.2500	0.2500
	c_{23}	0.2000	0.2500	0.2500
	c_{32}	0.4132	0.2500	0.2500
Целевая функция	F	0.6779	0.8375	0.8635

Выводы и заключение

Предлагаемая методика геометрического синтеза зубчатой передачи, основанная на новой системе расчета, позволяет увеличить число выходных параметров синтеза с трех до пяти и расширить область существования решения задачи геометрического синтеза, оперативно подобрать наиболее оптимальный вариант зубчатой передачи, обеспечивающий выполнение всех ограничений синтеза и получение заданных значений качественных показателей, соответствующих конкретной решаемой задаче.

Литература

1. Болотовский И.А. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
2. Сидоров П.Г., Крюков В.А., Плясов А.В. Новая система расчета геометрии внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления // Известия Тульского государственного университета. Серия: Машиноведение, системы приводов и детали машин. 2006. – № 3. – С. 23-35.
3. Sidorov P.G, Kryukov V.A., Plyasov A.V. [et al.]. Synthesis of internal involute couplings of planetary transmissions // Russian engineering research, 2009. – V. 29. – № 6. – P. 531-537.
4. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внутреннего зацепления. Расчет геометрических параметров / И.А. Болотовский, Б.И. Гурьев, В.Э. Смирнов [и др.]. Справочное пособие. – Машиностроение, 1977. – 192 с.
5. Крюков В.А., Нгуен З.Т., Плясов А.В. Геометрический синтез четырехзвенной зубчатой передачи со связанными колесами // Проблемы машиноведения: мат. III Междунар. науч.-техн. конф. / Омск: изд-во ОмГТУ, 2019. – Ч1 – С. 139-144.
6. Нгуен З.Т., Плясов А.В. Оптимальный геометрический синтез зацеплений планетарной передачи 2К-Н // Современное машиностроение: Наука и образование: мат. 8-й международной научно-практической конференции / Под ред. А.Н. Евграфова, А.А. Поповича. – СПб.: ПОЛИТЕХ_ПРЕСС, 2019. – С. 224-235.
7. Сильченко П.Н., Колотов А.В., Мерко М.А. Построение объемных блокирующих контуров при расчете зубчатых передач с зацеплением двух и более колес для обеспечения требуемых эксплуатационных показателей // Технология машиностроения, 2006. – № 9. – С. 57-60.

**ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ДВИЖЕНИЯ ПО ТРАЕКТОРИИ ПУТЕМ
КОРРЕКЦИИ УПРАВЛЯЮЩЕЙ ПРОГРАММЫ ПО РЕЗУЛЬТАТАМ
КАЛИБРОВКИ МНОГОКООРДИНАТНОЙ МАШИНЫ С ЧПУ**
*AN IMPROVEMENT OF THE ACCURACY OF THE TRAJECTORY MOTION BY
MEANS OF THE CORRECTION OF THE PART PROGRAM ACCORDING TO
THE RESULTS OF THE CALIBRATION OF THE MULTI-AXIS MACHINE TOOL
WITH CNC*

Пась О.В. – младший научный сотрудник, **Серков Н.А.** – д.т.н., ведущий научный
сотрудник

Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН
o.pa88@yandex.ru

Abstract. The method of an improvement of the accuracy of the movement along the programmed path of the multi-axis machine tool with CNC is presented. It is based on the correction of trajectory node points in the part program. The correction is performed according to the results of the calibration i.e. measuring of the primary errors and integral deviations of the machine. A new algorithm of the correction of the part program by using the modified postprocessor and integral deviations map is proposed

Key words: multi-axis machine tool with CNC, correction, part program, postprocessor, trajectory reproducing accuracy, machine tool calibration.

Аннотация. Представлены результаты дальнейшего развития метода повышения точности движения по заданной траектории исполнительных органов (ИО) многокоординатной машины с ЧПУ путем коррекции опорных точек управляющей программы. Коррекция проводится по результатам калибровки – измерения первичных и интегральных отклонений машины с ЧПУ. В работе предложен алгоритм коррекции управляющей программы с использованием модифицированного постпроцессора и карты интегральных отклонений машины с ЧПУ.

Ключевые слова: многокоординатная машина с ЧПУ, коррекция, управляющая программа, постпроцессор, точность воспроизведения траектории, калибровка машины.

Введение

Проблема точности многокоординатных машин с ЧПУ состоит в том, что высокая точность движения по каждой отдельной управляемой координате не гарантирует высокую точность воспроизведения пространственной траектории. Это было выявлено экспериментально [1], а в работе [2] было подтверждено имитационным моделированием. На точность воспроизведения траектории в пространстве влияет большое число параметров геометрической точности движения узлов машины. Если рассматривается партия многокоординатных машин, изготовленных по одинаковым допускам, то для каждого конкретного экземпляра машины сочетание его первичных отклонений будет строго индивидуальным и, соответственно, отклонения воспроизведения траектории для различных экземпляров машины одной и той же модели будут разные. На рис. 1 показано, что при точности позиционирования (поле возможных положений) по 1 координате в 1 мкм точность позиционирования в пространстве при движении по 4-м координатам одновременно составляет 15 мкм, а по 5-ти координатам уже 25 мкм [1].

Из вышесказанного вытекает, что повышение точности только через ужесточение допусков на точность движения узлов машины является чрезвычайно затратным и дающим эффект повышения объемной точности только на «удачных» экземплярах (удачное сочетание первичных отклонений).

Возможно другое направление повышения точности [2], основанное на развитии методов (способов) коррекции первичных и интегральных отклонений многокоординатных машин с ЧПУ.

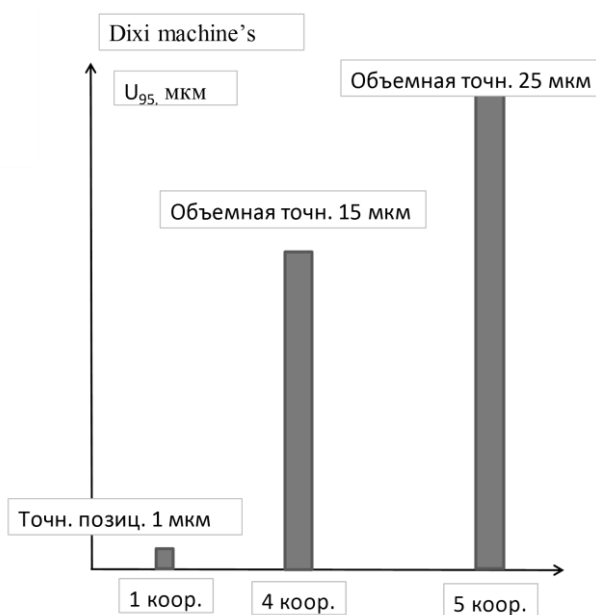


Рис. 1.

Предпосылки применения цифровой коррекции

Для проведения коррекции с целью повышения точности движения по заданной траектории необходимо выполнение определённых условий как в отношении машины с ЧПУ, так и процедуры её калибровки.

В отношении многокоординатной машины с ЧПУ нужно обеспечить:

- высокую повторяемость отклонений воспроизведения траектории движения ИО многокоординатной машины с ЧПУ. Современные многоцелевые 5 координатные станки с ЧПУ обладают этим свойством благодаря применению в конструкциях направляющих качения с предварительным натягом, высокой статической и динамической жесткости, современных систем приводов и др.

- высокую температурную стабильность, которая достигается, как побочный эффект применения холодильника для приводов (direct drive);

- высокую износостойкость машины (стабильность свойств машины со временем), которая достигается конструкцией, материалами и методами обработки.

В отношении средств измерения первичных и интегральных отклонений, применяемых при проведении калибровки, необходимо обеспечить:

- нормы точности измерений должны быть на порядок выше допуска на измеряемые параметры;

- трудоёмкость измерений должна быть соизмерима с процессом сборки машины.

Для построения поля («облака») отклонений в рабочем пространстве машины начинают применяться 2 метода (способа) и приборы на их основе, удовлетворяющие указанным требованиям:

1. Методы и средства измерения первичных отклонений (лазерные интерферометры 6D) в сочетании с математической моделью образования интегрального отклонения [3].

2. Методы (трилатерации, триангуляции и полигонометрии) и средства измерения интегральных отклонений на основе приборов Laser Tracker [4].

Введение коррекции

На рис. 2. показаны потоки информации (данных) при реализации числового программного управления на примере процесса обработки детали на станке с ЧПУ [5]. На выходе вычислительного модуля САМ-системы генерируется файл промежуточных данных, поступающий в постпроцессор. В нем на основе информации о кинематике станка и системе ЧПУ, решается обратная задача кинематики, и рассчитывается траектория и режимы (скорости и ускорения) движения исполнительных механизмов станка. Далее генерируется текст управляющей программы с синтаксисом для данной стойки системы ЧПУ.

При поступлении управляющей программы в систему ЧПУ интерпретатор поочередно выгружает кадры из неё во внутреннюю память. Далее интерполятор загружает полученные кадры из буфера и в режиме реального времени рассчитывает величины перемещений по отдельным координатам, которые одновременно в реальном масштабе времени обрабатываются приводами станка в цикле «управление по положению».

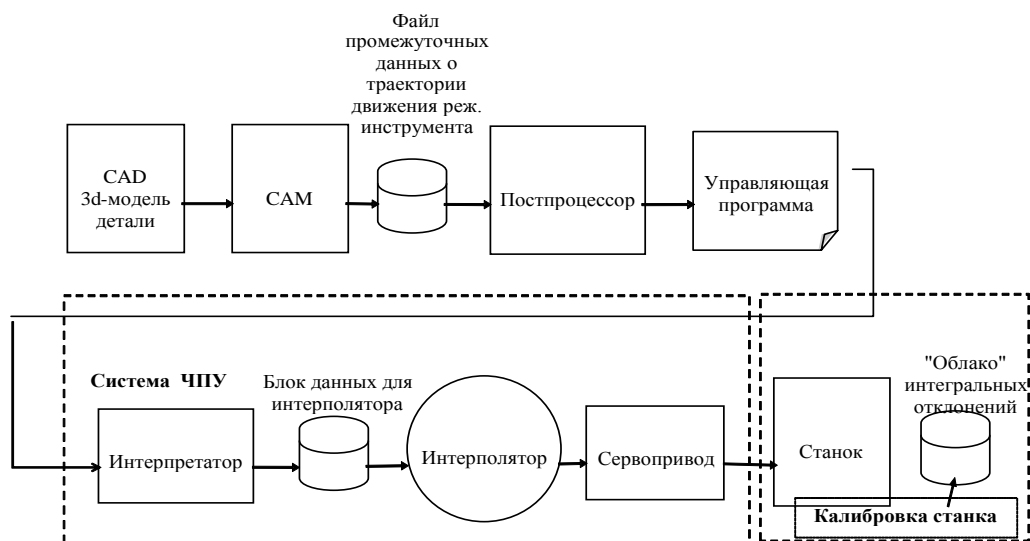


Рис. 2 Блок-схема потоков информации при реализации движения по программной траектории

Из представленного рассмотрения протекания потоков информации от системы CAD до движения ИО станка с ЧПУ можно выделить следующие способы внесения корректирующих поправок:

1. Способ, в котором на каждом шаге интерполирования осуществляется расчет интегральных отклонений движения ИО станка и проводится внесение коррекции (dx , dy , dz , da , db) в привод каждой управляемой координаты в реальном масштабе времени. Этот способ пока не реализуется из-за слишком больших требований к производительности вычислительных средств системы ЧПУ.

2. Способ коррекции данных до интерполирования, реализуемый в интерпретаторе, который работает не в режиме реального времени. Этот способ в настоящее время не может быть реализован из-за запрета на модификацию кода интерпретатора для введения дополнительной функциональности.

3. Способ коррекции опорных точек управляющей программы в постпроцессоре, в который поступает дополнительная информация о точности станка в виде файла «облако интегральных отклонений» (рис.3).

Рассмотрим этот способ коррекции более подробно. В данном случае на вход постпроцессора поступают 2 файла: файл промежуточных данных с координатами инструмента $[x_t \ y_t \ z_t \ a_t \ b_t \ c_t]$ и файл с интегральными отклонениями $[\Delta x_m \ \Delta y_m \ \Delta z_m \ \Delta a_m \ \Delta b_m \ \Delta c_m]$ при движении по аппроксимированной траектории обрабатываемой поверхности. На основе заложенной кинематической модели выполняется преобразование опорных точек координат инструмента $[x_t \ y_t \ z_t \ a_t \ b_t \ c_t]$ в опорные точки в координатах станка $[x_m \ y_m \ z_m]$

$a_m \ b_m \ c_m \]$. Расчет коррекции производится путем решения задачи многокоординатной интерполяции, т.е. для каждой опорной точки траектории определяется соответствующее ей интегральное отклонение, задается соответствующее смещение опорной точки. Далее осуществляется проверка точности «движения по скорректированной траектории» путем вычислительного эксперимента в блоке проверки на точность коррекции. Это необходимо по той причине, что расстояние, определяемое заданной точностью аппроксимации траектории в САМ-системе, между соседними опорными точками траектории может быть достаточно большим и интегральное отклонение на данном участке может меняться не в соответствии с кривой интерполяции, выбранной в САМ-системе.

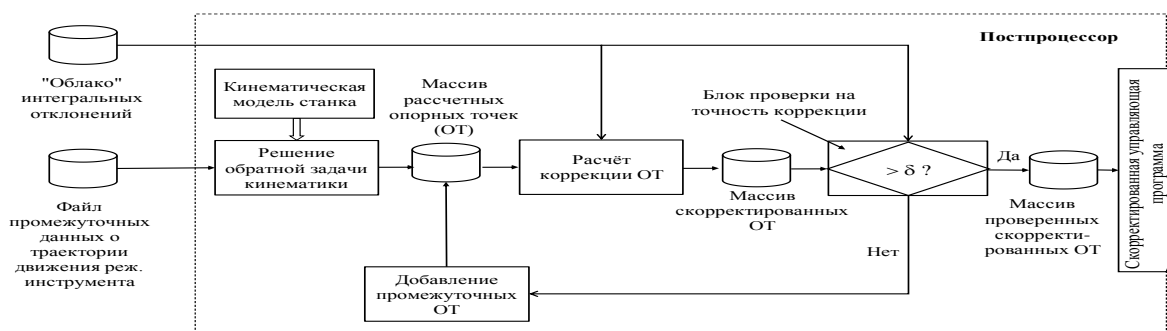


Рис. 3. Коррекция опорных точек управляющей программы в постпроцессоре

В случае, если это различие δ_k больше допуска δ на точность коррекции, то возникает необходимость введения дополнительных промежуточных опорных точек. После введения дополнительных опорных точек выполняется пересчет коррекции. Процедура продолжается до тех пор, пока не будет выполнено условие $\delta_k < \delta$. После того, как полностью сформирован массив скорректированных ОТ, формируется окончательно скорректированная управляющая программа обработки данной детали и передается на данный конкретный станок с ЧПУ.

Выводы

1. В работе сформулированы основные предпосылки применения цифровой коррекции для повышения точности движения по заданной траектории на многокоординатных машинах с ЧПУ.
2. Предложен алгоритм коррекции управляющей программы с использованием модифицированного постпроцессора и карты («облака») интегральных отклонений машины с ЧПУ.

Литература

1. Accuracy Drives Machine Tools // American Machinist. 2007. V. 21. № 12. [Электронный ресурс]. URL <https://www.americanmachinist.com/machining-cutting/accuracy-drives-machine-tools> (дата обращения: 06.11.2016).
2. Серков Н. А. Точность многокоординатных машин с ЧПУ: Теоретические и экспериментальные основы. - М.: ЛЕНАНД, 2015. - 304 с.
3. XD LASER MEASUREMENT SOLUTION // [сайт]. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.apisensor.com/products/mth/xd-laser/> (дата обращения: 16.10.2019).
4. LaserTRACER - Sub-µm im Raum messen / прибор для измерения отклонений от траектории движения в пространстве ф. ETALON AG // [сайт]. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.etalon-gmbh.com/en/products/lasertracer/> (дата обращения: 16.10.2019).
5. Ловыгин А. А., Теворовский Л. В. Современный станок с ЧПУ и САМ-система. - М.: ДМК Пресс, 2015. - 280 с.

ОБ УПРАВЛЕНИИ ДВИЖЕНИЕМ РОБОТОВ С ДВИЖИТЕЛЯМИ ЯКОРНО-ТРОСОВОГО ТИПА¹

ABOUT MOBILE ROBOTS MOTION CONTROL WITH ANCHOR-ROPE PROPULSION DEVICES

Пеньшин^{1,2} И.С. – аспирант, Гулевский^{1,2} В.В. – аспирант,
Шаронов^{2,3} Н.Г. – к.т.н, доцент, Брискин^{2,3} Е.С. – д-р физ.-мат. наук.

¹АО "ФНПЦ "Титан-баррикады"

²Волгоградский государственный технический университет

³Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники,

Университет Иннополис, г. Иннополис

dtm@vstu.ru

Abstract. An analysis of the structural features of the mooring of the anchor-rope type is carried out, theoretical calculations are made of the rectilinear uniform movement of the platform with the anchor-rope propulsor. The problem is set and solved to determine the nature of the loads in the cables during the transfer of the anchor. An algorithm is shown for the movement of the platform with the minimum required number of propulsors in the support.

Key words: Underwater platform, positive buoyancy, anchor-rope propulsion device, traction-dynamic calculation.

Аннотация. Проведен анализ конструктивных особенностей движителя якорно-тросового типа, произведены теоретические расчеты прямолинейного равномерного движения платформы с якорно-тросовым движителем. Поставлена и решена задача определения характера нагрузок в тросах при переносе якоря. Показан алгоритм движения платформы с минимально необходимым количеством движителей, находящихся в опоре.

Ключевые слова: Подводная платформа, положительная плавучесть, якорно-тросовый движитель, тягово-динамический расчет.

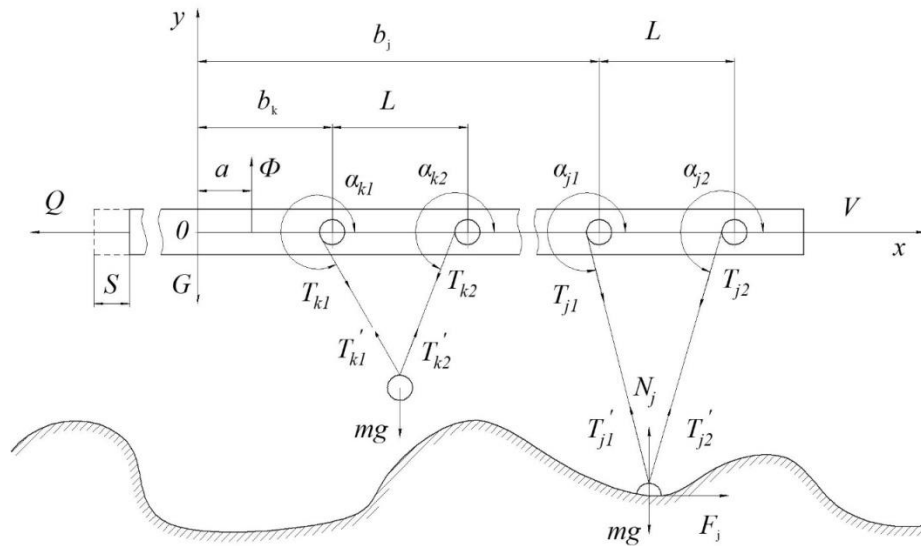
Для передвижения под водой платформы с небольшой положительной плавучестью в придонной зоне известна модель якорно-тросового движителя [1, 2]. Представленная модель относится к движителям шагающего вида. Однако, в отличие от других подобных движителей [3, 6], применяемых на суше и в водной среде, данная модель использует гибкие связи (тросы) совместно с грузами-якорями, адаптирующихся к различному рельефу дна [8].

Исследуются конструктивные особенности системы «подводная платформа» - «якорно-тросовые движители». Одной из особенностей является необходимое число якорей, находящихся в зацеплении (опоре) N . Таким образом все грузы, выполняющие функцию якорей, можно условно разделить на якоря взаимодействующие с грунтом и якоря находящиеся в переносе K . Общее число якорей представляется тогда в выражении:

$$M = N + K \quad (1)$$

Рассматривается задача определения количества якорей, достаточного для устойчивого положения понтона-платформы. Величина N является важной, поскольку при недостаточном количестве якорей в зацеплении может произойти либо снесение течением самой платформы, либо нарушение равновесия. На рисунке 1 представлена расчетная схема понтона-платформы для якорей, находящихся в зацеплении, и якорей, находящихся в переносе.

¹ Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 18-71-10069



Q – сила сопротивления движению; Φ – выталкивающая сила; G – вес платформы-понтона; mg – вес якоря; N_j – нормальная реакция опоры; a – расстояние между точками приложения веса G платформы и выталкивающей силы Φ ; b_k – координата точки подвеса маховика движителя находящегося в переносе; b_j – координата точки подвеса маховика движителя взаимодействующего с грунтом; L – расстояние между маховиками каждого из движителей (длина шага); F_j – горизонтальная сила сцепления якорей с грунтом; α_{ji} , α_{ki} – углы ориентации тросов; S – перемещение платформы

Рис. 1. Расчетная схема поступательного движения подводной платформы

Ставится задача об определении сил натяжения тросов T_{k1} , T_{k2} , T_{j1} , T_{j2} в зависимости от места установки блоков на платформе b_k , b_j , длины шага L , веса G , выталкивающей силы Φ , силы сопротивления движению Q , походка (последовательность опорной фазы и фазы переноса движителей), а также условия проскальзывания якорей на грунте.

Метод решения основан на рассмотрении модельной задачи равномерного движения всех тел, входящих в рассматриваемую механическую систему поступательного движения подводной платформы. Так как число неизвестных сил натяжения T_{k1} , T_{k2} , T_{j1} , T_{j2} и реакций N_j , F_j превышает число получаемых уравнений движения, необходима возможность управления отдельными силами натяжения, что приводит к составлению дополнительных уравнений (матрицы «силового управления»)[7].

$$\begin{cases} \sum_{j=1}^N T_{j1} \cos \alpha_{j1} + \sum_{j=1}^N T_{j2} \cos \alpha_{j2} + \sum_{k=1}^K T_{k1} \cos \alpha_{k1} + \sum_{k=1}^K T_{k2} \cos \alpha_{k2} - Q = 0 \\ \sum_{j=1}^N T_{j1} \sin \alpha_{j1} + \sum_{j=1}^N T_{j2} \sin \alpha_{j2} + \sum_{k=1}^K T_{k1} \sin \alpha_{k1} + \sum_{k=1}^K T_{k2} \sin \alpha_{k2} - G + \Phi = 0 \\ \sum_{j=1}^N b_j T_{j1} \sin \alpha_{j1} + \sum_{j=1}^N T_{j2} (b_j + L) \sin \alpha_{j2} + \sum_{k=1}^K b_k T_{k1} \sin \alpha_{k1} + \sum_{k=1}^K T_{k2} (b_k + L) \sin \alpha_{k2} + \Phi a = 0 \end{cases} \quad (2)$$

Обязательными условиями являются условия состояния натяжения всех тросов, отсутствия отрыва и проскальзывания находящегося в опоре якоря:

$$T_{j1} > 0; T_{j2} > 0; T_{k1} > 0; T_{k2} > 0; N_j > 0; F_{cij} \leq fN_j \quad (3)$$

Для якорей, находящихся в переносе справедливы уравнения:

$$\begin{cases} T'_{k1} \cos \alpha_{k1} + T'_{k2} \cos \alpha_{k2} = 0 \\ T'_{k1} \sin \alpha_{k1} + T'_{k2} \sin \alpha_{k2} - mg = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Аналогично можно записать и уравнения для якорей находящихся в опоре:

$$\begin{cases} F_j - T'_{j1} \cos \alpha_{j1} + T'_{j2} \cos \alpha_{j2} = 0 \\ T'_{j1} \sin \alpha_{j1} + T'_{j2} \sin \alpha_{j2} + N_j - mg = 0 \end{cases} \quad (5)$$

Полученные уравнения (2), (4) и (5) дополняются $(2N+2K-3)$ уравнениями управления натяжением тросов (матрицы силового управления) [7]:

$$\sum_{i=1}^M (a_{j1i} T_{j1} + a_{j2i} T_{j2}) + \sum_{k=1}^K (b_{k1i} T_{k1} + b_{k2i} T_{k2}) = C_i, \quad (6)$$

где a_{j1i} , a_{j2i} , b_{k1i} , b_{k2i} , C_i – элементы матрицы силового управления

При проведении расчетов по зависимостям (2), (4) и (5) с учетом (3), задается перемещение платформы. Когда одна из сил T_{j1i} , T_{j2i} становится меньше либо равной нулю (что соответствует максимальному перемещению объекта при неизменном положении опор на грунте), требуется перенос. Расчет для нового сочетания опор проводится, используя уравнения (2) и (5), а для опоры в переносе становится справедливой система уравнений (4). Таким образом, данный метод позволяет получить величины сил натяжения тросов для каждой опоры на каждом этапе движения.

Соотношение фаз опоры и переноса для различных движителей формирует походку. Одним из возможных вариантов походки является диаграмма передвижения пяти движителей за время τ при движении из состояния покоя и дальнейшем циклическом переносе опор.

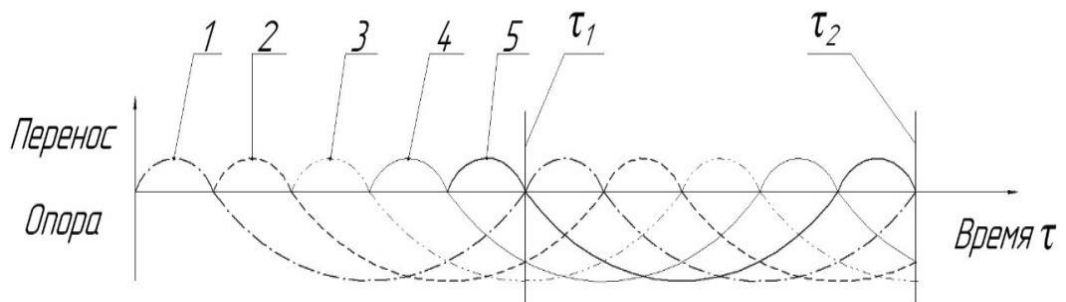


Рис. 2. Диаграмма передвижения (походки) якорей

В конструируемом рисунком 2 алгоритме движения в любой момент времени в опоре находится три якоря, а два находится в переносе.

В результате проведенного исследования были получены уравнения для определения сил натяжения тросов как для якорей в опоре, так и для якорей в переносе, позволяющие проводить анализ конструктивных особенностей якорно-тросового движителя при различных походках.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФ № 18-71-10069

Литература

1. Брискин Е.С., Шаронов Н.Г., Серов В.А., Пеньшин И.С. Управление движением подводного мобильного робота с якорно-тросовыми движителями//Робототехника и техническая кибернетика. 2018. № 2 (19). С. 39-45.
2. Брискин Е.С., Пеньшин И.С., Смирная Л.Д., Шаронов Н.Г. Определение усилий в движителях якорно-тросового типа//Известия Волгоградского государственного технического университета. 2017. №14 (209). С.87-90.
3. Фадеев М.Ю., Малолетов А.В. Управление параллельным четырехтросовым роботом с помощью обратной кинематической //В сборнике: XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018) /Сборник трудов конференции. 2019. С. 696-699.
4. Черноусько Ф.Л., Болотник Н.Н., Градецкий В.Г. Мобильные роботы: проблемы управления и оптимизации движений. / ВСПУ-2014 ИПУ РАН. -2014. -С. 67-78.
5. Павловский В.Е. О разработках шагающих машин // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2013. № 101. 32 с.
6. Чернышев В.В., Арыканцев В.В., Гаврилов Ан.Е. Управление движением подводных шагающих аппаратов передвигающихся по дну // Известия ЮФУ. Технические науки : по матер. всерос. «Перспективные системы и задачи управления». - 2016. - № 1. С. 141-155.
7. Брискин Е.С., Шаронов Н.Г. Об управлении движением механических систем с избыточным числом управляющих воздействий // Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. 2019. № 3. С. 48-54.
8. Градецкий В.Г., Вешников В.Б., Калиниченко С.В., Кравчук Л.Н. «Управляемое движение мобильных роботов по произвольно ориентированным в пространстве поверхностям», М., Наука, 2001, 369 с.

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДИНАМИКИ ДВИЖЕНИЯ
ДОЖДЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ЭФФЕКТОВ
САМОУСТАНОВКИ И САМООРИЕНТАЦИИ ОПОРНЫХ ТЕЛЕЖЕК¹**
*MATH MODEL OF MOVEMENT DYNAMICS OF CENTER-PIVOT IRRIGATION
MACHINE FOR RESEARCHING SELFALIGNMENT AND SELFPOSITIONING
EFFECTS OF TROLLEY*

Платонов¹ В.Н. – асп., **Лепетухин¹ К. Ю.** – асп., **Малолетов^{1,2} А.В.** – д.ф.-м.н., зам.
руководителя центра НТИ, профессор, **Брискин¹ Е.С.** – д.ф.-м.н., зав. каф.

¹Волгоградский государственный технический университет

²Университет Иннополис

Platonov.Vitaliy@yandex.ru, lepkon@gmail.com, maloletov@gmail.com, dtm@vstu.ru

Abstract. The math model of center-pivot irrigation machine dynamics for processing non-circular fields by control of velocity of mobile towers is developed. The result of modelling of such machine movement for processing square field.

Key words: group control, center-pivot irrigation, free-shaped fields, self alignment, self positioning, mobile robots.

Аннотация. Разработана математическая модель динамики движения дождевальной машины кругового действия при обработке полей некруглой формы за счет управления скоростью движения подвижных тележек. Проведен результат моделирования движения такой машины для обработки квадратного поля.

Ключевые слова: Групповое управление, дождевальные машины кругового действия, поля произвольной формы, самоориентация, самоустановка, мобильные роботы.

Введение

Широкозахватные многосекционные дождевальные машины вне зависимости от конструкции и принципа их работы можно представить как группу мобильных роботов, кинематически связанных между собой. Особенностью дождевальных машин кругового действия является неподвижное (поворотное) закрепления этой группы с одной из сторон таким образом, чтобы роботы совершали плоское движение (рисунок 1).



Рис. 1. Дождевальная машина кругового действия

В работах [1, 2] поднимается вопрос об использовании эффектов самоориентации и самоустановки для обработки полей форма которых, отличается от круглой. В [3] приведены алгоритмы задания скорости движения тележек.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-38-00946 мол_а

Под эффектом самоориентации тележки подвижной опоры понимается процесс ее перехода в положение, перпендикулярное линии соединяющей центральную неподвижную опору и ось крепления тележки к секции трубопровода под действием сил, возникающих при взаимодействии с грунтом (рисунок 2).

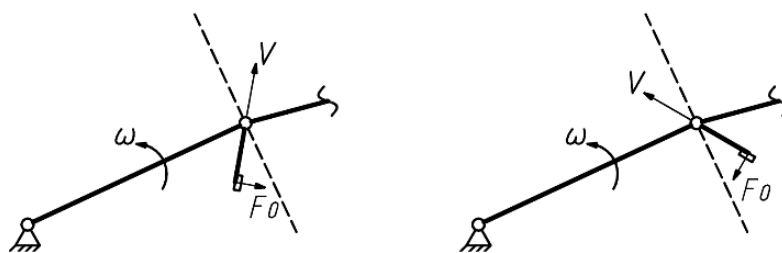


Рис.2. Схема самоориентации тележек подвижных опор дождевальной машины

Под эффектом самоустановки самоходных подвижных опор понимается их движение по дугам окружностей с радиусами пропорциональными скоростям (рисунок 3).

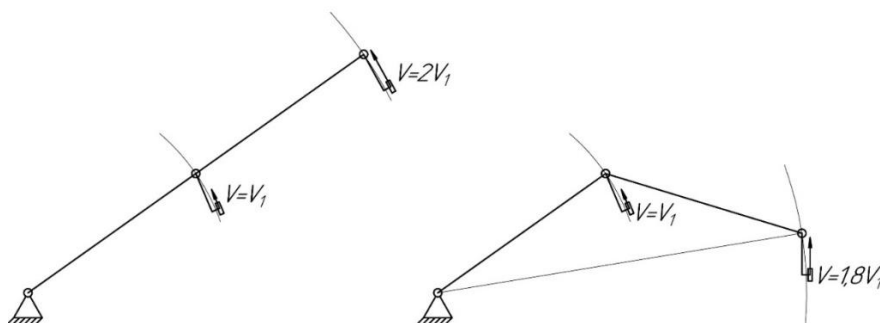


Рис.3. Схема самоустановки подвижных опор

Математическая модель

Для оценки нагрузок в узлах дождевальной машины были созданы математическая модель, а на основе нее и программа для моделирования движения секций дождевальной машины, учитывающая указанные эффекты. Расчетная схема приведена на рисунке 4.

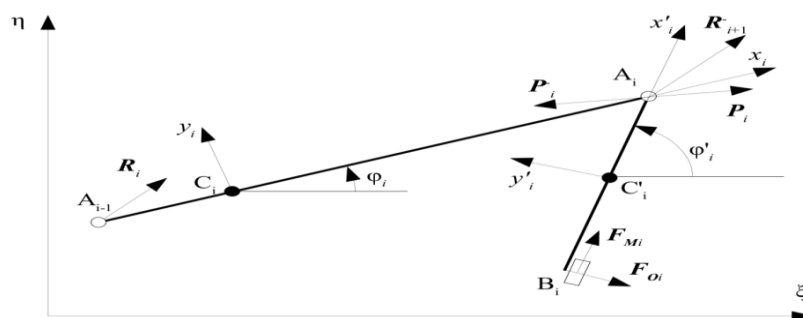


Рис.4. Расчетная схема

Многосекционная дождевальная машина может быть представлена как система многих тел, шарнирно связанных между собой. Для моделирования динамики движения были использованы разработанные ранее [4] подход и программное обеспечение на базе уравнений Ньютона-Эйлера для систем многих тел [5]. В рассматриваемом частном случае, когда все тела системы совершают плоскопараллельное движение, дифференциальные уравнения движения для каждого тела в подвижной системе отсчёта, связанной с телом и ориентированной так, чтобы ось z была перпендикулярна плоскости движения, могут быть представлены в виде:

$$m_i(\dot{V}_{ix} - \omega_i V_{iy}) = \sum_j F_{ijx},$$

$$m_i(\dot{V}_{iy} + \omega_i V_{ix}) = \sum_j F_{ijy},$$

$$J_i \dot{\omega}_i = \sum_j (M_{ijz} + F_{ijy} x_{ij} - F_{ijx} y_{ij})$$

где V_{ix} , V_{iy} , ω_i — проекции скорости центра масс и угловой скорости твёрдого тела на оси подвижной системы координат (квазискорости); F_{ijx} , F_{ijy} , M_{ijz} — проекции главного вектора и главного момента сил взаимодействия i и j тел на оси подвижной системы координат, связанной с i телом, относительно точки взаимодействия тел; x_{ij} , y_{ij} — координаты точки, принадлежащей i телу, в которой оно взаимодействует с j телом, заданные в подвижной системе координат, связанной с i телом.

Система уравнений динамики дополняется кинематическими соотношениями вида:

$$\dot{\xi}_i = V_{ix} \cos \varphi - V_{iy} \sin \varphi$$

$$\dot{\eta}_i = V_{ix} \sin \varphi + V_{iy} \cos \varphi$$

$$\dot{\varphi}_i = \omega$$

где ξ_i , η_i , φ_i — координаты центра масс i тела и его угол поворота в абсолютной системе отсчёта.

Уравнения шарнирных связей между телами имеют вид:

$$f_{\xi,ij} = (\xi_i + x_{ij} \cos \varphi_i + y_{ij} \sin \varphi_i) - (\xi_j + x_{ji} \cos \varphi_j + y_{ji} \sin \varphi_j) = 0$$

$$f_{\eta,ij} = (\eta_i - x_{ij} \sin \varphi_i + y_{ij} \cos \varphi_i) - (\eta_j - x_{ji} \sin \varphi_j + y_{ji} \cos \varphi_j) = 0$$

В общую систему дифференциальных уравнений они добавляются в дифференциальной форме.

При отсутствии управляемых моментов в шарнирах $M_{ijz} = 0$.

Ось y тела, моделирующего подвижную опору, выбирается по продольной оси колеса тележки. Силы взаимодействия колеса моделируются как линейные функции с насыщением, линейно зависящие от коэффициента буксования δ_{iy} в продольном направлении и относительного скольжения δ_{ix} в поперечном направлении. Силы в продольном и поперечном направлениях считаются независимыми, что соответствует условиям движения в глубокой колее, характерной для дождевальных машин. Тогда силы взаимодействия определяются выражениями:

$$\delta_{ix} = (V_{ix} - \omega y_{ij}) / U$$

$$\delta_{iy} = (V_{iy} + \omega x_{ij} - U) / U$$

$$F_{ijx} = \begin{cases} k_x \delta_{ix}, & \text{при } \delta_{ix} < F_{x,max} / k_x \\ F_{x,max}, & \text{при } \delta_{ix} \geq F_{x,max} / k_x \end{cases}$$

$$F_{ijy} = \begin{cases} k_y \delta_{iy}, & \text{при } \delta_{iy} < F_{y,max} / k_y \\ F_{y,max}, & \text{при } \delta_{iy} \geq F_{y,max} / k_y \end{cases}$$

здесь k_x и k_y — коэффициенты сцепления в поперечном и продольном направлениях, индекс x j принимает номер 0, соответствующий опорной поверхности в используемой модели.

Результаты моделирования

В качестве примера, на рисунке 5 показано моделирование движения пятисекционной дождевальной машины кругового действия с такими законами изменения скоростей опорных тележек, что обрабатываемая площадь близка к квадрату.

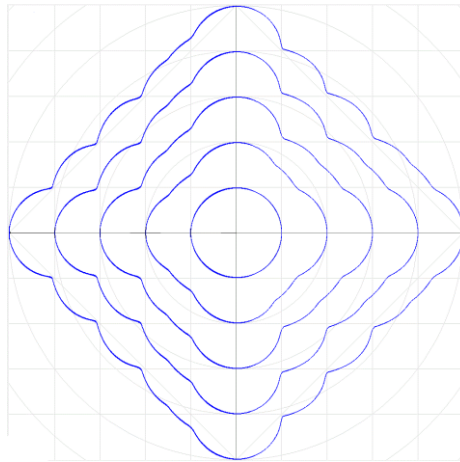


Рис.5. Моделирование движения

Заключение

За счет использования эффектов самоориентации и самоустановки используя только один привод дождевальными машинами кругового действия могут обрабатывать поля некруглой формы. Разработанное программное обеспечение позволяет задавать различные законы движения для каждой из тележек подвижных опор, при этом моделируя траекторию движения с учетом сил, действующих на дождевальную машину и элементы ее конструкции.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-38-00946 мол_a

Литература

1. Об управлении роботизированной многоопорной дождевальной машиной кругового типа действия / К.Ю. Лепетухин, А.В. Малолетов // Десятая Всероссийская мультиконференция по проблемам управления (МКПУ–2017) : матер. 10-й всерос. мультиконф. (с. Дивноморское, Геленджик, Россия, 11-16 сентября 2017 г.). В 3 т. Т. 2 : тез. докл. локальной науч.-техн. конф. «Робототехника и мехатроника» (РиМ-2017) / редкол.: И.А. Каляев (отв. ред.) [и др.] ; РФФИ (проект № 17-08-20458-г.), Ин-т проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН, Южный федерал. ун-т, НИИ многопроцессорных вычислительных систем им. акад. А.В. Каляева ЮФУ [и др.]. - Ростов-на-Дону ; Таганрог, 2017. - С. 93-95.
2. Об управлении движением роботизированной многозвенной дождевальной машины для орошения полей некруглой формы [Электронный ресурс] / Е.С. Брискин, К.Ю. Лепетухин, А.В. Малолетов, В.А. Серов, А.П. Кириллов // Экстремальная робототехника и конверсионные тенденции : тр. междунар. науч.-техн. конф. (г. Санкт-Петербург, 7-8 июня 2018 г.) / Гос. научный центр Российской Федерации «Центральный научно-исследовательский и опытно-конструкторский ин-т робототехники и технической кибернетики» (ГНЦ РФ ЦНИИ РТК) [и др.]. - Санкт-Петербург, 2018. - С. 344-352. – Режим доступа : http://er.rtc.ru/images/docs/Trudy_konf_ER-2018.pdf
3. К. Ю. Lepetukhin et al. On the movement of center-pivot irrigation machine for processing non-circular fields. / Динамика сложных сетей и их применение в интеллектуальной робототехнике (Dynamics of Complex Networks and their Application in the Intellectual Robotics). Сборник материалов III Международной школы-конференции молодых учёных – Москва: ООО «Издательство «Перо», - 2019. С 122-125.
4. Малолетов, А.В. Динамика и оптимизация структуры, параметров и алгоритмов управления движением шагающих машин со сдвоенными шагающими движителями / А.В. Малолетов // диссертация на соискание учёной степени доктора физико-математических наук / Ин-т проблем механики им. А.Ю. Ишлинского РАН. 2015
5. Виттенбург Й Динамика систем твердых тел. - М.: Мир, 1980. - 296 с.

**ДИНАМИКА ПОСТУПАТЕЛЬНОГО УПРАВЛЯЕМОГО ДВУМЯ
ПРИВОДАМИ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ТВЕРДОГО ТЕЛА С
ПРЯМОЛИНЕЙНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ЕГО ЦЕНТРА МАСС¹**
*DYNAMICS OF THE SOLID BODY'S ACCESIBLE MOVEMENT
CONTROLLED BY TWO DRIVES WITH RECTRELINE MOVEMENT OF IT'S
MASS CENTER*

Платонов¹ В. Н. – аспирант, м.н.с., **Шаронов^{1,2} Н. Г.** – к.т.н., доцент,
Брискин^{1,2} Е.С. – д.т.н., профессор

¹Волгоградский государственный технический университет,

²Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники
университет Иннополис

dtm@vstu.ru

Abstract. Based on experimentally obtained step response, an analytical relationship between the input and output parameters of the anchor-rope propulsion's control system, reflecting its dynamic properties, is obtained. The features of motor control, DC and stepper in the structure of the actuators of the anchor-rope propulsion have been set.

Keywords: anchor-rope propulsion, dynamic system, control system, parameter identification.

Аннотация. На основе экспериментально полученной разгонной характеристики получена аналитическая зависимость между входными и выходными параметрами системы управления якорно-тросовым движителем, отражающая ее динамические свойства. Установлены особенности управления электродвигателями в составе приводов якорно-тросовых движителей.

Ключевые слова: якорно-тросовый движитель, динамическая система, система управления, идентификация параметров.

Основной задачей проводимых исследований является изучение поступательного движения робота с шагающими движителями [1, 2, 3], в частности, подводной платформы-пантона с помощью якорно-тросового движителя [4, 5]. В [6] получены уравнения движения груза и решения, позволяющие определить управляющие воздействия (напряжения, подводимые к электроприводам) для реализации задаваемого отношения усилий в тросах движителя $\lambda = T_2/T_1 = \text{const}$.

Однако в процессе движения платформы возникает необходимость изменения значения λ (при повороте, изменении походки, при перемещении по дну со сложным геометрическим рельефом и т.д.). Поэтому отношение усилий $\lambda = T_2/T_1$ имеет характер зависимости от времени $\lambda = \lambda(t)$.

При $\lambda \neq \text{const}$ возникает задача определения закономерностей переходного процесса, оценки показателей качества процесса управления при установлении задаваемых соотношений между усилиями в тросах T_1 и T_2 .

Решение такой задачи осуществляется на основе проведения экспериментальных исследований на стенде, представленном на рисунке 1а. При этом в качестве электроприводов в движителе используются шаговые двигатели. Задаваемыми величинами в проводимом эксперименте являются: перемещение груза $y = y(t)$ и углы поворота роторов шаговых двигателей $\Delta\varphi_{1,2}$. В ходе эксперимента фиксировалось соотношение между усилиями в тросах T_1 и T_2 .

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-38-90265

В качестве одного из способов описания динамических свойств рассматриваемой системы управления якорно-тросовым двигателем может быть применен аппарат передаточных функций. При этом сам двигатель рассматривается как модель типа «черный ящик». Рассматриваемая задача сводится к поиску аналитической зависимости между входом и выходом объекта управления на основе экспериментально измеренных входных и соответствующих им выходных данных. Якорно-тросовый двигатель в данном случае может быть рассмотрен как объект управления, представленный на рисунке 1б.

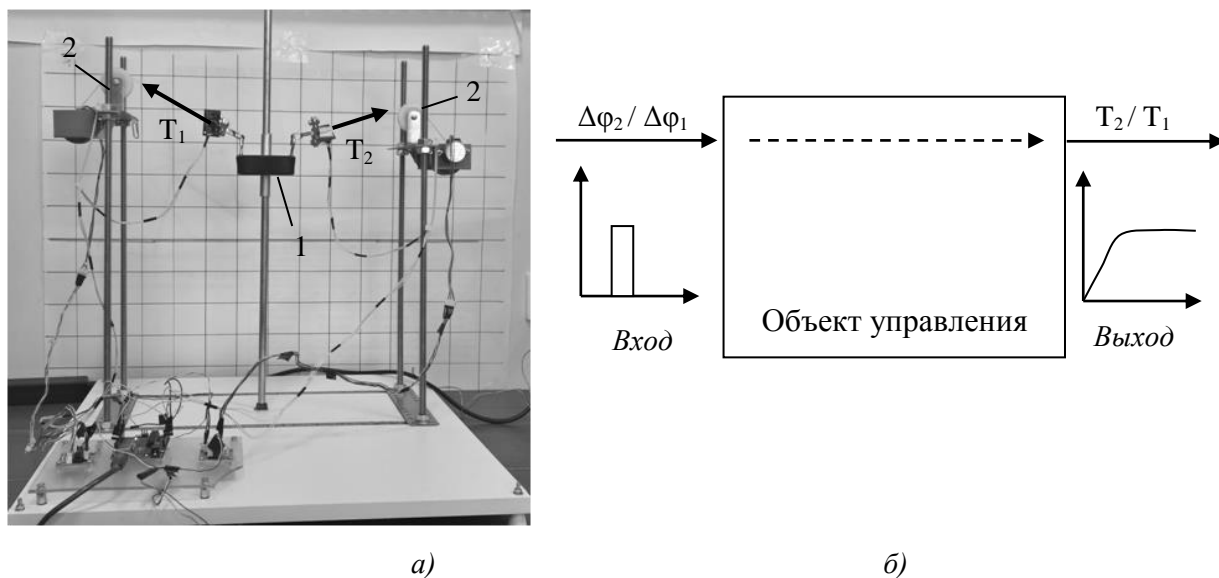


Рис. 1. Якорно-тросовый двигатель: а) внешний вид стендовой модели; б) стендовая модель как объект управления; 1 – груз; 2 – маховики

Для рассматриваемого объекта управления передаточная функция может быть определена для множества соотношений «вход-выход», наиболее существенными из которых являются: «управляющее напряжение на обмотках электродвигателей - поступательная скорость перемещения якоря», «управляющее напряжение на обмотках электродвигателей - разность моментов на маховиках двигателей», «разность угловых скоростей маховиков – разность моментов на этих маховиках».

Для определения передаточной функции системы управления с помощью стенда, была снята разгонная характеристика по значению соотношения усилий в тросах T_2/T_1 при переходном процессе с одной заданной уставки этого соотношения на другую. Измеренная разгонная характеристика представлена на рисунке 2.

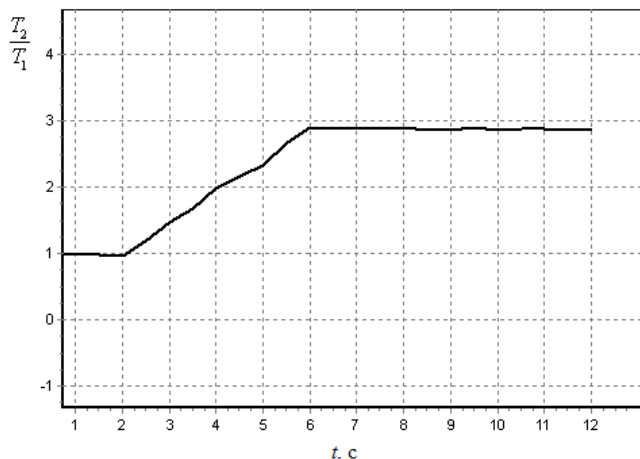


Рис. 2. Переходная характеристика якорно-тросового двигателя по каналу «разность угловых скоростей маховиков двигателя – соотношение усилий в тросах двигателя»

Идентификация объекта управления производилась аппроксимацией представленной разгонной характеристики передаточной функцией 2-го порядка вида:

$$W(s) = \frac{k}{(C_1s+1)(C_2s+1)}, \quad (2)$$

где k , C_1 и C_2 – параметры, подлежащие определению; s – переменная Лапласа. Поиск этих параметров производился методом наименьших квадратов путем минимизации суммарной ошибки между представленной кривой и кривой, аппроксимируемой передаточной функцией (2). В результате, для представленного переходного процесса от одной заданной уставки отношения T_2/T_1 к другой, были определены следующие значения искомых параметров: $k = 1$, $C_1 = 1$, $C_2 = 1,5$. Сравнение экспериментальной кривой разгона, и аппроксимированной по передаточной функции (2) представлено на рисунке 3.

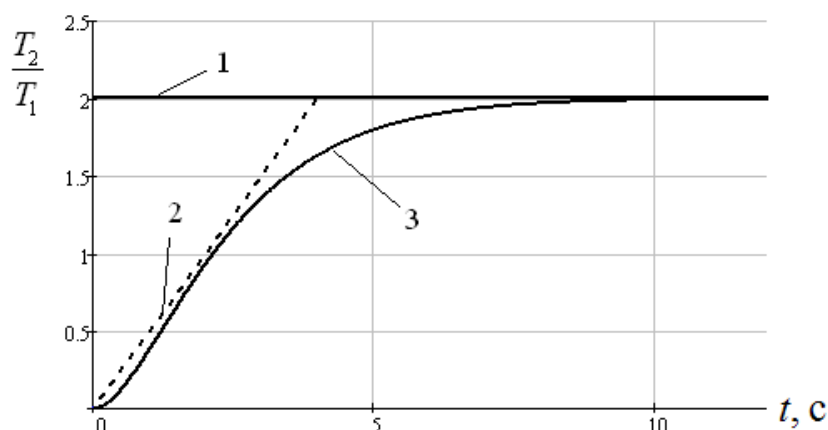


Рис. 3. Аппроксимация разгонной характеристики передаточной функцией 2-го порядка: 1 – заданное изменение управляемой величины; 2 – экспериментальная кривая разгона (приведенная); 3 – кривая разгона, полученная по аппроксимации

В соответствии с полученными значениями коэффициентов, передаточная функция (2) может быть представлена в следующем виде:

$$W(s) = \frac{1}{1,6s^2 + 2,57s + 1} = \frac{1}{\tilde{N}^2s^2 + 2\xi\tilde{N}s + 1}, \quad (3)$$

где $C = 1,267$; $\xi = 1,014$.

Тогда дифференциальное уравнение, описывающее связь в канале « ω » может быть записано в следующем виде:

$$\begin{aligned} C^2 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + 2\xi C \frac{dy(t)}{dt} + y(t) &= k \cdot x(t); \\ 1,6 \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + 2,57 \frac{dy(t)}{dt} + y(t) &= x(t); \end{aligned} \quad (4)$$

где $x(t)$ – входной сигнал системы управления (в данном случае, это разность угловых скоростей маховиков ω_2/ω_1); $y(t)$ – выходной сигнал (в данном случае, это регулируемое отношение T_2/T_1).

На основе полученной передаточной функции (3) могут быть получены и проанализированы частотные характеристики объекта управления, представленные на рисунке 4.

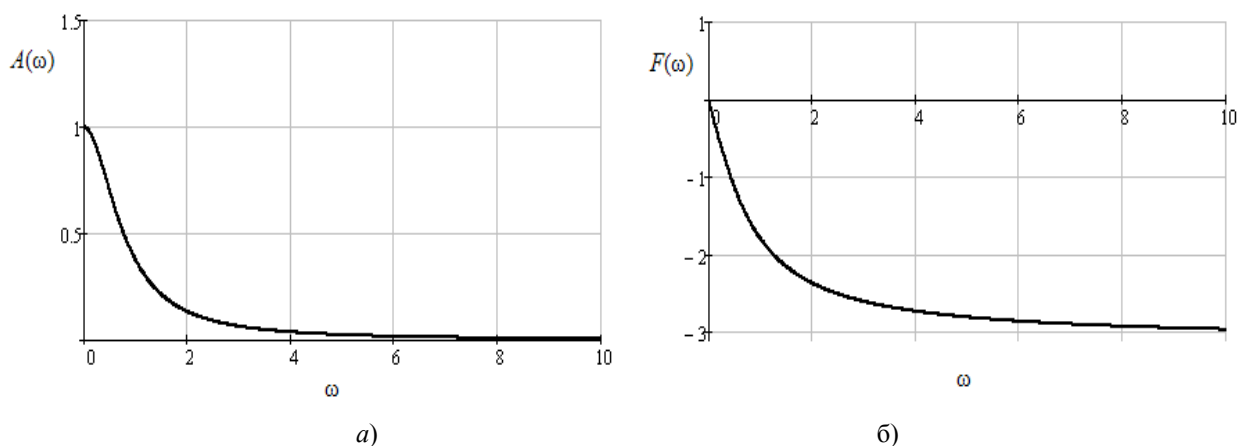


Рис. 4. Частотные характеристики объекта управления: а) – амплитудно-частотная характеристика; б) – фазочастотная характеристика

Выводы

Экспериментально получена разгонная характеристика системы управления якорно-тросового движителя.

Получена передаточная функция системы управления якорно-тросового движителя.

Показаны частотные характеристики системы управления якорно-тросового движителя.

Полученные результаты используются при разработке реального образца подводной платформы-пантона с якорно-тросовым движителем.

Литература

1. Серов В.А., Ковшов И.В., Устинов С.А. Задачи технологических роботизированных шагающих платформ при освоении подводных (подлёдных) месторождений полезных ископаемых // Известия ЮФУ. Технические науки. - 2017. № 9 (194). С. 181-191.
2. Jin-No Kim, Tae-Kyeong Yeu, Suk-Min Yoon, Hyung-Woo Kim, Jong-Su Choi, Cheon-Hong Min and Sup Hong. Electric-Electronic System of Pilot Mining Robot, MineRo-II // Proceedings of the Tenth ISOPE Ocean Mining and Gas Hydrates Symposium Szczecin, Poland, September 22-26, 2013. P. 269-273.
3. Чернышев В.В. Арыканцев В.В. МАК-1 – подводный шагающий робот // Робототехника и техническая кибернетика. 2015. № 2. С. 45-50.
4. Брискин, Е.С. Управление движением подводного мобильного робота с якорно-тросовыми движителями / Е.С. Брискин, Н.Г. Шаронов, В.А. Серов, И.С. Пеньшин // Робототехника и техническая кибернетика. – №2(19). – Санкт-Петербург : ЦНИИ РТК. – 2018. – С. 39-45.
5. Определение усилий в движителях якорно-тросового типа / Е.С. Брискин, И.С. Пеньшин, Л.Д. Смирная, Н.Г. Шаронов // Известия ВолгГТУ. Сер. Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах. - Волгоград, 2017. - № 14 (209). - С. 87-90.
6. Брискин, Е.С. О математическом моделировании управления движением твёрдого тела с избыточным числом тросовых движителей / Е.С. Брискин, В.Н. Платонов // Мехатроника, автоматизация, управление. - 2019. - Т. 20, № 7. - С. 422-42.

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И СИЛОВОЙ АНАЛИЗ ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО
МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА С
НЕРАВНОМЕРНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧЕГО ОРГАНА¹**
*KINEMATIC AND FORCE ANALYSIS OF ACTUATOR OF STIRRED TANK
WITH IRREGULAR MOTION OF IMPELLER*

Приходько¹ А.А. – к.т.н., старший преподаватель, **Коптева² А.А.** – к.т.н., доцент

¹ФГБОУ ВО «Кубанский государственный технологический университет»

²ФГБОУ ВО Московский государственный университет технологий и управления им. К.Г. Разумовского
sannic92@gmail.com

Abstract. The paper presents results of kinematic and force analysis of the actuator of the stirred tank, which is a gear transmission with elliptical wheels. Analogues of the velocity and acceleration of the output link, as well as reactions in the kinematic pairs of the mechanism for all positions are found.

Key words: stirred tank, elliptical gears, kinematic analysis, force analysis.

Аннотация. В работе представлены результаты кинематического и силового анализа исполнительного механизма перемешивающего устройства, представляющего собой зубчатую передачу с эллиптическими колесами. Найдены аналоги скорости и ускорения выходного звена, а также реакции в кинематических парах механизма для всех положений.

Ключевые слова: перемешивающее устройство, эллиптические зубчатые колеса, кинематический анализ, силовой анализ.

Перемешивание в жидких средах широко применяется в химической промышленности и является важнейшей стадией производства [1]. Реакторы с механическими перемешивающими устройствами являются наиболее распространенным типом оборудования для реализации различных физических, химических, тепловых и массообменных процессов [2]. Как известно [3], традиционные аппараты с вращательным движением рабочего органа зачастую не позволяют обеспечить требуемую интенсивность перемешивания, поэтому одной из перспективных и актуальных задач является разработка простых и надежных исполнительных механизмов перемешивающих устройств, задающих неравномерные законы движения мешалки.

В [4] предложен зубчато-рычажный привод перемешивающего устройства со сложным законом движения мешалки. Он более эффективен по сравнению с традиционными аппаратами, надежен, и может использоваться в реакторах под давлением и вакуумом. Однако, синтез и проектирование таких устройств является достаточно сложной задачей, а использование рычажных механизмов увеличивает габариты передачи. В [5] авторами синтезирован зубчатый механизм с эллиптическими колесами (рис. 1). Если соединить входной вал полученного механизма с двигателем, а на выходном валу закрепить рабочий орган, получим перемешивающее устройство с неравномерным законом движения мешалки. Высокий градиент скоростей перемешиваемой среды позволит увеличить интенсивность перемешивания и избавиться от застойных зон в реакторе [6, 7].

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и администрации Краснодарского края в рамках научного проекта № 19-41-233002

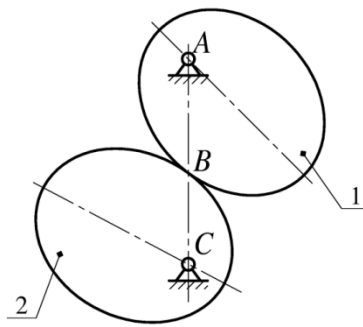


Рис.1. Структурная схема зубчатого механизма с эллиптическими колесами

Передаточное отношение механизма, которое также является аналогом угловой скорости выходного звена, определяется уравнением эллипса в полярных координатах и записывается в виде:

$$u_{21} = \varphi'_2 = -\frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{1-e^2}{1-2e\cos\varphi_1+e^2}, \quad (1)$$

где φ_1, φ_2 – углы поворота входного и выходного звеньев (ведущего и ведомого колес соответственно); ω_1, ω_2 – угловые скорости ведущего и ведомого колес; e – эксцентриситет пары эллиптических зубчатых колес.

Анализ уравнения (1) показывает, что кинематика механизма зависит от эксцентриситета делительного эллипса. Построим функции аналогов угловой скорости φ'_2 и углового ускорения φ''_2 для механизмов с различными эксцентриситетами эллиптических зубчатых колес (рис. 2).

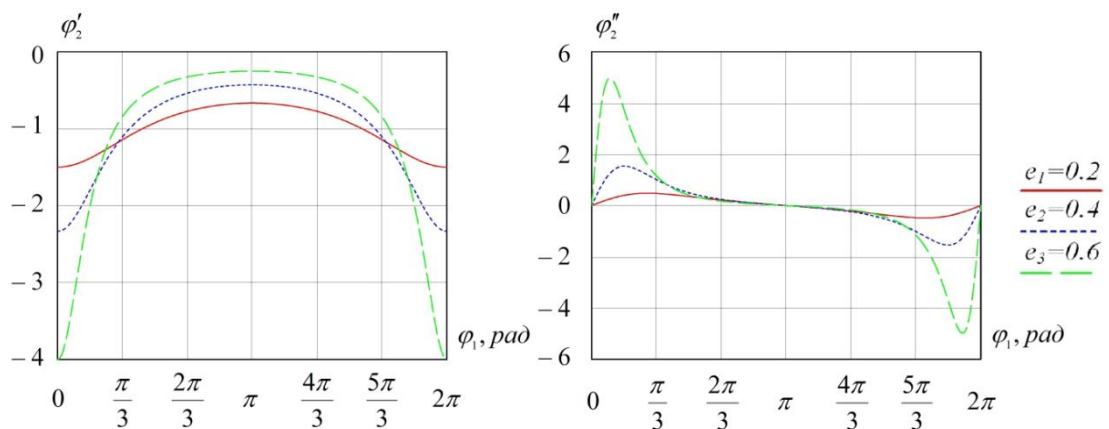


Рис.2. Графики функций $\varphi'_2(\varphi_1)$ и $\varphi''_2(\varphi_1)$

Как видно из графиков, увеличение эксцентриситета повышает неравномерность движения выходного звена механизма и, таким образом, рабочего органа перемешивающего устройства. Аналоги угловых скоростей и ускорений позволяют, задаваясь угловой скоростью ω_1 входного звена, определить угловую скорость и ускорение выходного звена, которые необходимы для дальнейшего динамического и силового анализа. Проведем силовой анализ перемешивающего устройства со следующими параметрами: размеры эллиптических зубчатых колес – $a=25$ мм, $b=20$ мм, $e=0.6$; инерционные характеристики звеньев и рабочего органа – $m_2=m_I=0.09$ кг, $I_I=I_2=627$ г · см², $I_{p.o.}=15$ г · см²; $\omega_1 = 62,832$ рад/с.

Рассмотрим кинестатическое равновесие выходного звена 2. В соответствии с принципом Даламбера приложим к звену действующие на него внешние силы и моменты, а также силы и моменты сил инерции (рис. 3, а).

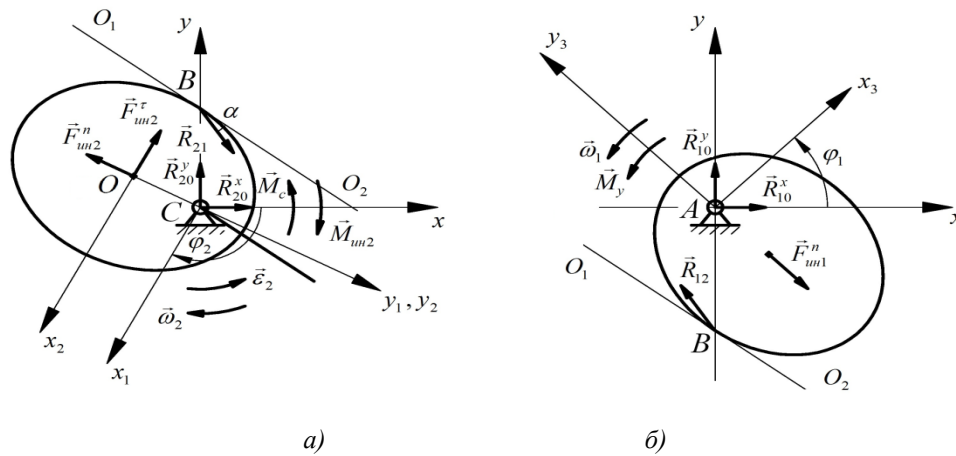


Рис.3. Расчетная схема звена 2 (а) и звена 1 (б)

На звено 2 действуют: реакция \vec{R}_{20} в кинематической паре C , направление которой заранее неизвестно; реакция \vec{R}_{21} в зубчатой кинематической паре B , которая направлена под углом α к касательной O_1O_2 ; нормальная $\vec{F}_{ин2}^n$ и тангенциальная $\vec{F}_{ин2}^\tau$ силы инерции; момент сопротивления среды \vec{M}_c и момент сил инерции $\vec{M}_{ин2}$. Силы тяжести направлены перпендикулярно плоскости рисунка, поэтому на оси x и y не проецируются. Линия O_1O_2 составляет с осью Ox_2 угол γ . Так как O_1O_2 является касательной к эллипсу в точке B , то для определения угла γ запишем уравнение касательной в плоскости Ox_2y_2 [8]:

$$\frac{x_0 \cdot x}{a^2} + \frac{y_0 \cdot y}{b^2} = 1, \quad (2)$$

где $x_0 = BC \cdot \sin(\varphi_2)$, $y_0 = BC \cdot \cos(\varphi_2) + OC$ – координаты точки B в плоскости Ox_2y_2 , a и b – полуоси эллипса, $OC = c$ – фокальное расстояние эллипса.

Преобразовав (2), получим выражение для нахождения γ :

$$\gamma = \arctg\left(-\frac{x_0}{y_0} \cdot \frac{b^2}{a^2}\right).$$

Так как все силы, действующие на звенья механизма, лежат в одной плоскости, то условие кинетостатического равновесия представим как систему из трех уравнений – суммы проекций всех сил на оси x и y , и сумму моментов относительно точки C :

$$\begin{cases} R_{20}^x + F_{ин2}^\tau \cdot \cos(\varphi_2) + F_{ин2}^n \cdot \sin(\varphi_2) + R_{21} \cdot \cos(\gamma + \varphi_2 - \alpha) = 0; & (3) \\ R_{20}^y + F_{ин2}^\tau \cdot \sin(\varphi_2) - F_{ин2}^n \cdot \cos(\varphi_2) + R_{21} \cdot \sin(\gamma + \varphi_2 - \alpha) = 0; & (4) \\ M_c + M_{ин2} + F_{ин2}^\tau \cdot c + R_{21} \cdot \cos(\gamma + \varphi_2 - \alpha) \cdot BC = 0. & (5) \end{cases}$$

Из уравнения (5) определяется реакция в зубчатой передаче R_{21} , а затем из (3), (4) рассчитываются реакции в шарнире R_{20}^x и R_{20}^y .

Рассмотрим кинетостатическое равновесие звена 1 (рис. 3, б). На звено действуют: реакция \vec{R}_{10} в кинематической паре A , направление и модуль которой неизвестны; реакция \vec{R}_{12} в кинематической паре B , которая направлена противоположно найденной реакции \vec{R}_{21} ; нормальная сила инерции $\vec{F}_{ин1}^n$; уравновешивающий момент \vec{M}_y . Для удобства расчетов примем, что $\omega_1 = const$.

Представим условие равновесия как сумму проекций всех сил на оси x и y , и сумму моментов относительно точки A :

$$\begin{cases} R_{10}^x - R_{12} \cdot \cos(\gamma + \varphi_2 - \alpha) + F_{ин1}^n \cdot \sin\varphi_1 = 0; & (6) \\ R_{10}^y - R_{12} \cdot \sin(\gamma + \varphi_2 - \alpha) - F_{ин1}^n \cdot \cos\varphi_1 = 0; & (7) \\ M_y + R_{12} \cdot \cos(\gamma + \varphi_2 - \alpha) \cdot (2a - BC) = 0. & (8) \end{cases}$$

Неизвестные значения \vec{M}_y , \vec{R}_{10}^x , \vec{R}_{10}^y находим из уравнений (6)-(8). Найденные из уравнений (3)-(5) для звена 2 и (6)-(8) для звена 1 реакции в кинематических парах представлены в виде функций от угла поворота входного звена (рис. 4).

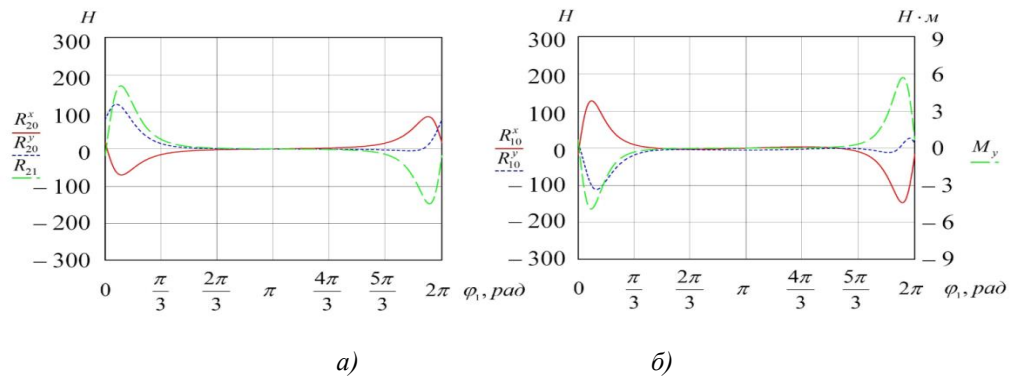


Рис.4. Графики функций реакций в кинематических парах для звена 2 (а) и звена 1 (б)

Полученные графики позволяют определить положения, в которых наблюдается повышенная нагрузка в подшипниках и зубчатом зацеплении, а также максимальные значения реакций в кинематических парах.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и администрации Краснодарского края в рамках научного проекта № 19-41-233002

Литература

1. Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Investigation of power consumption in a mixing device with swinging movement of the actuating element // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. Т. 54. № 3–4. С. 150–155.
2. Hemrajani R., Tatterson G. Mechanically Stirred Vessels. Handbook of Industrial Mixing: Science and Practice. Hoboken: John Wiley & Sons Inc., 2004. С. 345–390.
3. Мудров А.Г. Конструкции и модель смешения в аппаратах с мешалкой // Известия КГАСУ. 2018. №1. С. 226–233.
4. Торубаров Н.Н., Малышев Р.М. Перемешивающие устройства со сложным законом движения мешалок // Известия МГТУ «МАМИ». 2014. № 2 (20). С. 88–91.
5. Приходько А.А., Коптева А.А. Структурный синтез исполнительных механизмов перемешивающих устройств с неравномерным движением рабочего органа // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. 2019. № 5-6. (В печати)
6. Приходько А.А., Смелягин А.И., Герасименко Е.О., Сонин С.А. Перемешивающее устройство с возвратно-вращательным движением рабочего органа // Известия высших учебных заведений. Пищевая технология. 2017. № 4. С. 84–87.
7. Пат. 152110 Российская Федерация, МПК⁷ В01F 7/16. Перемешивающее устройство / А.А. Приходько, А.И. Смелягин; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. технол. ун-т. – № 2015103695/05; заявл. 04.02.2015; опубл. 10.05.2015, Бюл. № 13.
8. Ильин В.А., Позняк Э.Г. Аналитическая геометрия: Учеб. для вузов. – М.: Физматлит, 2004. – 224 с.

ОСОБЕННОСТИ ПОВЕДЕНИЯ ПРЕДИКТОРА НОРМАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ДЛЯ ПЛОСКОГО ДВУНОГОГО РОБОТА¹

ON THE BEHAVIOUR OF A GROUND REACTION FORCES PREDICTOR FOR A PLANAR BIPEDAL ROBOT

Савин¹ С.И. – канд. техн. наук, с.н.с., Голоусов¹ С.В. – м.н.с., Заляев¹ Э.М. – студент,
Салихзянов¹ А.М. – студент, Ворочаева² Л.Ю. – канд. техн. наук, доцент,

¹Университет Иннополис

²Юго-Западный государственный университет

s.savin@innopolis.ru

Abstract. The paper discusses the behavior of a predictor of normal reaction forces based on a multilayer perceptron using the data of a numerical experiment for training. It is indicated that the mismatch in absolute values between the observed reactions and their predictions demonstrated in previous studies correlates with the mismatch between the frequencies of movements used in the experiment and in the construction of the training sample.

Key words: machine learning, predictors, normal reactions, walking robots.

Аннотация. В работе рассматриваются особенности поведения предиктора нормальных реакций, основанного на многослойном персептроне, использующем данные численного эксперимента для обучения. Указано, что продемонстрированное в предшествующих исследованиях рассогласование по абсолютным значениям между наблюдаемыми реакциями и их предсказаниями коррелирует с рассогласованием между частотами движений, использовавшимися в эксперименте и при построении обучающей выборки.

Ключевые слова: машинное обучение, предикторы, нормальные реакции, шагающие роботы

Введение

Управление шагающими роботами зачастую основывается на применении точных математических моделей для планирования и выполнения движений, учитывающих как необходимость сохранения вертикальной устойчивости робота, так и динамические особенности его движения [1, 2]. Такое управление может быть сформулировано как оптимизационная задача [3, 4], как модификация линейного квадратичного регулятора (ЛКР) [5, 6] или как модификация управления с вычисляемым моментом (от англ. computed torque control).

Интерес к шагающим роботам связан во многом с их способностью перемещаться по сложным опорным поверхностям, как это делают, например, люди и животные. При этом, именно такое перемещение является сложным с точки зрения его формального описания, в том числе из-за постоянно меняющегося режима контактного взаимодействия. Число точек контакта с опорной поверхностью, а также их расположение постоянно меняются в процессе движения. В связи с этим представляют интерес методы автоматического построения моделей контактного взаимодействия, основанные на сборе данных. Одним из таких методов является способ, описанный в работе [7]. Он основан на использовании машинного обучения для предсказания реакций, возникающих в процессе контактного взаимодействия. В работе была исследована задача, имеющая аналитическое решение для реакций опоры, что позволяет как генерировать обучающую выборку, так и проверять качество работы предиктора с высокой точностью. Для сбора данных использовались как точные, так и искусственно зашумленные данные.

¹ Работа поддержана Грантом Президента, проект МК-1537.2019.8

Заметим, что полученные в работе результаты указывали на высокую точность предсказания формы сигнала, но низкую абсолютную точность. В этой работе данный эксперимент был повторен и была найдена зависимость между отдельными параметрами эксперимента и характером ошибки предсказания.

Описание робота

Рассматриваемый в этой работе шагающий робот является плоским, приводится в движение вращательными приводами, установленными в каждом его шарнире O_1-O_5 , имеет корпус O_3K_3 и две трехзвенные ноги: правую $O_3-O_2-O_1-K_1$ (на рис. 1 показана серым цветом) и левую $O_3-O_4-O_5-K_5$. Каждое звено представляет собой стержень, центр масс которого расположен в центре симметрии.

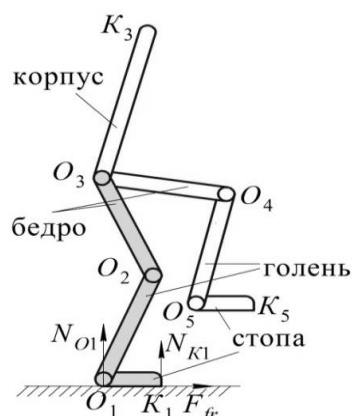


Рис. 1. Расчетная схема шагающего робота

Параметры масс и длин звеньев робота, использовавшиеся в работе, приведены в табл. 1.

Табл. 1. Параметры робота

Название	Обозначение	Величина	Единицы измерения
Масса корпуса	m_1	20	кг
Масса звена «бедро»	m_2	10	кг
Масса звена «голень»	m_3	10	кг
Масса звена «стопа»	m_4	5	кг
Длина корпуса	L_1		
Длина звена «бедро»	L_2	0.6	м
Длина звена «голень»	L_3	0.6	м
Длина звена «стопа»	L_4		

Рассмотрим движение робота во время реализации одноопорной фазы шага, при которой на поверхности располагается стопа правой ноги. При этом взаимодействие стопы O_1K_1 с поверхностью описывается двумя нормальными реакциями N_{O1} и N_{K1} , приложенными к крайним точкам данного звена, а также силой трения F_{fr} .

Приведенная на рис. 1 схема может рассматриваться как вариант исполнения плоских роботов, описанных в работах [8, 9]. В публикации [10] дан анализ методов управления такими роботами (с явными механическими связями). Одним из ключевых элементов для их управления является решение обратной задачи динамики [11, 12].

Результаты эксперимента

В ходе эксперимента использовались многослойные перцептроны с различными активационными функциями, в том числе, ReLU, tanh и др. Это включает и структуру, описанную в работе [7]. Нейронные сети составлялись с использованием системы машинного обучения TensorFlow, обучались на серверах Университета Иннополис и на

облачных сервисах Google Colab. Обработка данных производилась, в том числе, с использованием библиотек `sklearn` и `scipy`, моделирование робота осуществлялось в пакете `Serial Robot Dynamics`.

На основании анализа результатов, приведенных в публикации [7], установлено, что качество предсказаний падает при повышении параметра p , представляющего собой отношение частоты движений (заданных суммой гармонических сигналов) в эксперименте n_{ms} , к частоте движений, задаваемых при формировании обучающей выборки, n_{vs} :

$$p = \frac{n_{ms}}{n_{vs}},$$

что иллюстрируется графиками рис. 2 и рис. 3, построенными в безразмерных величинах. Корректным считается значение $p \approx 1$.

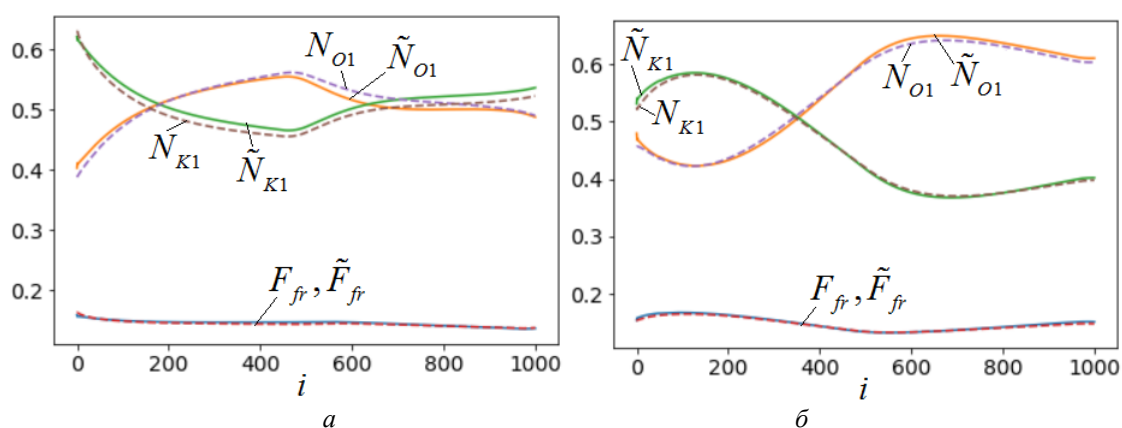


Рис. 2. Результаты двух экспериментов при $p \approx 1$

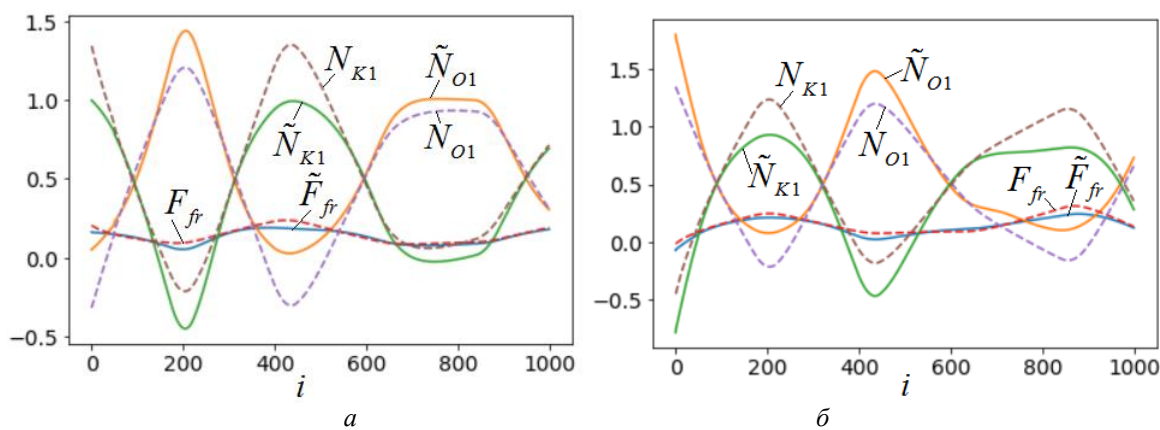


Рис. 3. Результаты двух экспериментов при $p \approx 2$

На рис. 2 и рис. 3 по вертикальной оси указаны реакции в безразмерной форме, по горизонтальной – номер i итерации в процессе моделирования и предсказания. Наблюдаемые реакции показаны пунктиром, предсказанные – сплошными линиями.

Заключение

В работе было показано, что имеет место связь между частотами гармонических составляющих движений робота (отношением p этих частот в эксперименте и обучающей выборке) и качеством работы предиктора реакции опорной поверхности. Это указывает на важность использования репрезентативного спектра частот движений шагающих роботов при формировании обучающей выборки и на плохую обобщаемость предиктора по

отношению к частоте движений. С другой стороны, предложенная в работе [7] структура, не имеет элементов, работающих с временными последовательностями, следовательно, описанные здесь проблемы касаются в первую очередь состояний системы, не вошедших в выборку, но проявившихся в эксперименте на больших частотах движения.

Работа поддержана Грантом Президента, проект МК-1537.2019.8

Литература

1. Kuindersma S., Deits R., Fallon M., Valenzuela A., Dai H., Permenter F., Koolen T., Marion P., Tedrake R. Optimization-based locomotion planning, estimation, and control design for the atlas humanoid robot // *Autonomous Robots*. 2016. Vol. 40(3). P. 429-455.
2. Wittmann R., Hildebrandt A.C., Wahrmann D., Sygulla F., Rixen D., Buschmann T. Model-based predictive bipedal walking stabilization // *Proc. IEEE-RAS 16th Intern. Conf. on Humanoid Robots (Humanoids)*. Cancun, Mexico, 2016. P. 718-724.
3. Otani K., Bouyarmane K. Adaptive whole-body manipulation in human-to-humanoid multi-contact motion retargeting // *Proc. IEEE-RAS 17th Intern. Conf. on Humanoid Robotics (Humanoids)*. Birmingham, UK, 2017. P. 446-453.
4. Cisneros R., Benallegue M., Benallegue A., Morisawa M., Audren H., Gergondet P., Escande A., Kheddar A., Kanehiro F. Robust humanoid control using a QP solver with integral gains // *Proc. IEEE/RSJ Intern. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS)*. Madrid, Spain, 2018. P. 7472-7479.
5. Mason S., Rotella N., Schaal S., Righetti L. Balancing and walking using full dynamics LQR control with contact constraints // *Proc. IEEE-RAS 16th Intern. Conf. on Humanoid Robots (Humanoids)*. Cancun, Mexico, 2016. P. 63-68.
6. Savin S., Jatsun S., Vorochaeva L. Modification of Constrained LQR for Control of Walking in-pipe Robots // *Proc. IEEE Intern. Conf. Dynamics of Systems, Mechanisms and Machines (Dynamics)*. Omsk, Russia, 2017. P. 1-6.
7. Savin S. Neural Network-Based Reaction Estimator for Walking Robots // *Proc. IEEE Intern. Russian Automation Conf. (RusAutoCon)*. Sochi, Russia, 2018. P. 1-6.
8. Борисов А.В. Эмпирический и теоретический подходы к управлению движением экзоскелета // *Вестник Балтийского федерального университета им. И. Канта. Серия: Физико-математические и технические науки*. 2017. № 3. С. 33-47.
9. Westervelt E.R., Grizzle J.W., Chevallereau C., Choi J.H., Morris B. Feedback control of dynamic bipedal robot locomotion // *CRC press*. 2018. 528 p.
10. Savin S. Control Methods for Bipedal Walking Robots With Integrated Elastic Elements // *Cyber-Physical Systems for Social Applications*. IGI Global. 2019. P. 365-385.
11. Righetti L., Buchli J., Mistry M., Kalakrishnan M., Schaal S. Optimal distribution of contact forces with inverse-dynamics control // *Intern. J. of Robotics Research*. 2013. Vol. 32(3). P. 280-298.
12. Aghili F. A unified approach for inverse and direct dynamics of constrained multibody systems based on linear projection operator: applications to control and simulation // *IEEE Transactions on Robotics*. 2005. Vol. 21(5). P. 834-49.

УМЕНЬШЕНИЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЮ СУДНА ПОСРЕДСТВОМ ОТКЛОНЕНИЯ НАБЕГАЮЩЕГО ПОТОКА ЖИДКОСТИ¹

REDUCTION OF RESISTANCE TO BOAT MOTION BY DEFLECTING THE INCOMING STREAM

Саможеев И. А. – лаб.-исслед. каф. «Теоретическая механика»,
Брискин Е.С. – д. ф.-м. н., проф., зав. каф. «Теоретическая механика»
Волгоградский Государственный Технический Университет
dtm@vstu.ru

Abstract. A method of reducing resistance to stationary motion of a water vehicle is considered, which consists in deflecting the fluid flow from the surface of the boat by means of another fluid flow. In turn, this allows to lower the required engine power without loss of movement speed. The mathematical model is constructed for the steady-state mode of motion. The laws of conservation of momentum and hydrodynamics are used. A numerical calculation is carried out, the results of which show the efficiency of the method.

Keywords: resistance to movement, energy efficiency.

Аннотация. Рассматривается способ уменьшения лобового сопротивления при стационарном движении водного транспортного средства, который заключается в отклонении потока жидкости от поверхности судна с помощью другого потока жидкости. В свою очередь это позволяет понизить требуемую мощность двигателя без потерь в скорости движения. Математическая модель построена для установившегося режима движения. Используются законы сохранения количества движения и гидродинамики. Проведен численный расчет, результаты которого показывают работоспособность метода.

Ключевые слова: Сопротивление движению, энергоэффективность.

Постановка задачи

Судно движется со скоростью v , соответственно это и есть скорость встречного потока жидкости. В носовой части судна смонтированы каналы. Во время движения они выбрасывают заранее запасенную жидкость в направлении, перпендикулярном движению судна, со скоростью w . В сумме встречный и отбрасываемый потоки образуют общий, повернутый на угол β относительно направления движения судна (рис.1) и оказывающий пониженное препятствующее воздействие. Принципиальная схема рассматриваемого метода снижения сопротивления движению представлена на рис.2.

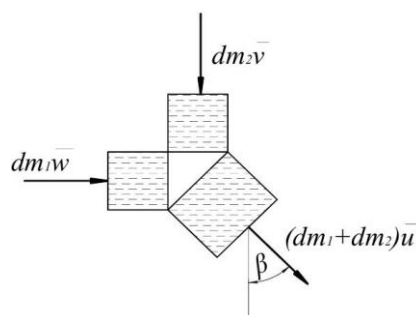


Рис.1. Взаимодействие потоков жидкости

¹ Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 19-48-340018

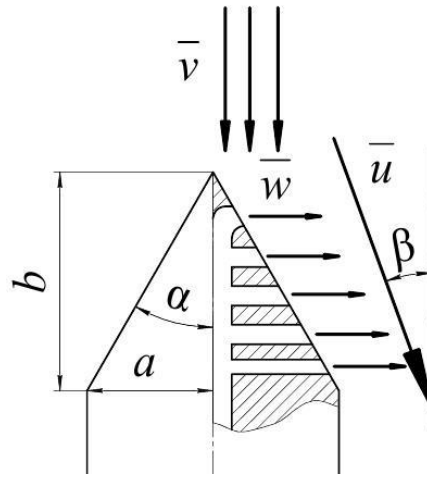


Рис.2. Общая схема работы

Каналы для жидкости конструктивно не могут быть размещены непосредственно в передней части водореза, следовательно, встречный поток отклоняется не в полном объеме. В дальнейших расчетах данное обстоятельство учитывается конструктивным коэффициентом n .

$$n = \frac{S_1}{S_1 + S_2}$$

где S_1 - «рабочая» площадь боковых поверхностей носовой части, на которой размещены каналы, S_2 - «нерабочая» площадь, воспринимающая полное воздействие встречного потока. (рис.3).

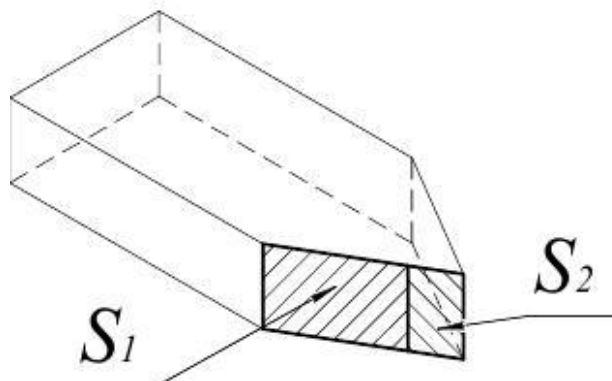


Рис.3. «Рабочая» и «нерабочая» зоны носовой части

Ставится задача определения зависимости между силой сопротивления F , скоростью судна v и скоростью отбрасывания w .

Математическая модель

Суммарная скорость потока, взаимодействующего с судном, u (рис. 2) находится из закона о сохранении количества движения. [1]

$$dm_1 \bar{w} + dm_2 \bar{v} = (dm_1 + dm_2) \bar{u}$$

$$u = \sqrt{\left(\frac{dm_1}{dm_1 + dm_2} w \right)^2 + \left(\frac{dm_2}{dm_1 + dm_2} v \right)^2}$$

$$dm_1 = \rho S_1 w dt$$

$$dm_2 = \rho(S_2 + S_1)v dt$$

где $\frac{dm_1}{dt}$ - массовый расход отбрасываемой жидкости $\left[\frac{кг}{с} \right]$, $\frac{dm_2}{dt}$ - массовый расход встречного потока $\left[\frac{кг}{с} \right]$, ρ - плотность жидкости.

Так как направления потоков v и w известны, математическая модель устанавливает следующую зависимость их модулей:

$$\frac{\frac{dm_1}{dt} w}{\frac{dm_2}{dt} v} = \operatorname{tg} \beta$$

В случае стационарного движения силовое воздействие потока на судно равно силе F , развиваемой двигателем, рассчитывается по формуле [2]:

$$F = \rho v^2 S \quad (1)$$

Применительно к описанной выше системе (1) приобретает следующий вид:

$$F = \rho(v^2 S_2 \sin \alpha + u^2 S_1 \sin(\alpha - \beta))$$

Потребная мощность P есть сумма мощности двигателя N и мощности E , затрачиваемой на отбрасывание жидкости от носовой части судна.

$$N = Fv$$

$$E = \frac{1}{2} \rho S_1 w^3$$

$$P = N + E$$

Численное моделирование

В процессе численного расчета приняты следующие начальные величины:

Табл. 1. Исходные данные

	Номенклатура	Значение
Ширина носовой части, м	a	0,15
Длина носовой части, м	b	0,5
Высота ватерлинии, м	h	0,3
Плотность жидкости, кг/м ³	ρ	1000
Время движения, с	dt	1

Было произведено три расчета, для разных показателей расхода отбрасываемой жидкости. Результаты представлены на рис.4-5.

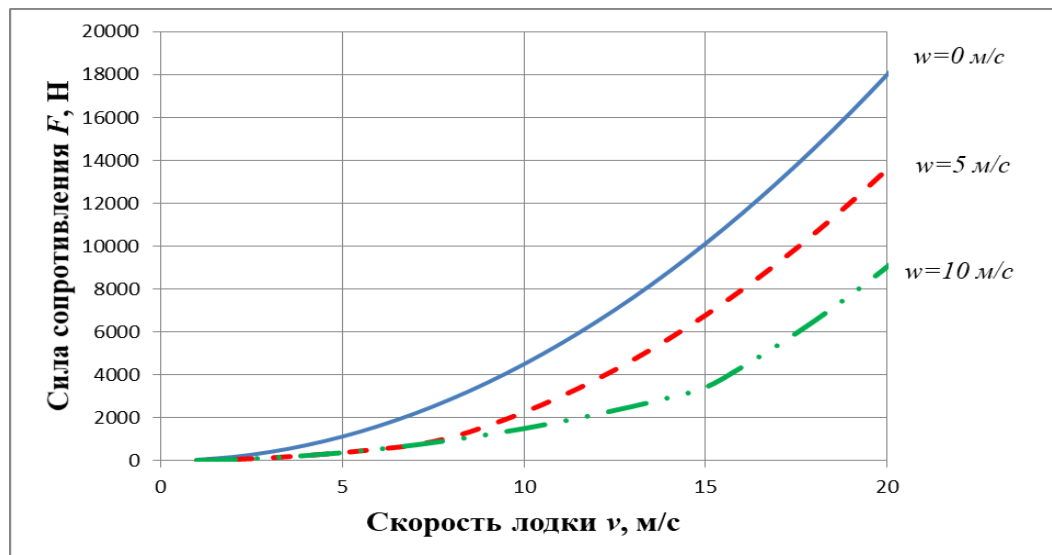


Рис. 4. Зависимость силы сопротивления от скорости лодки

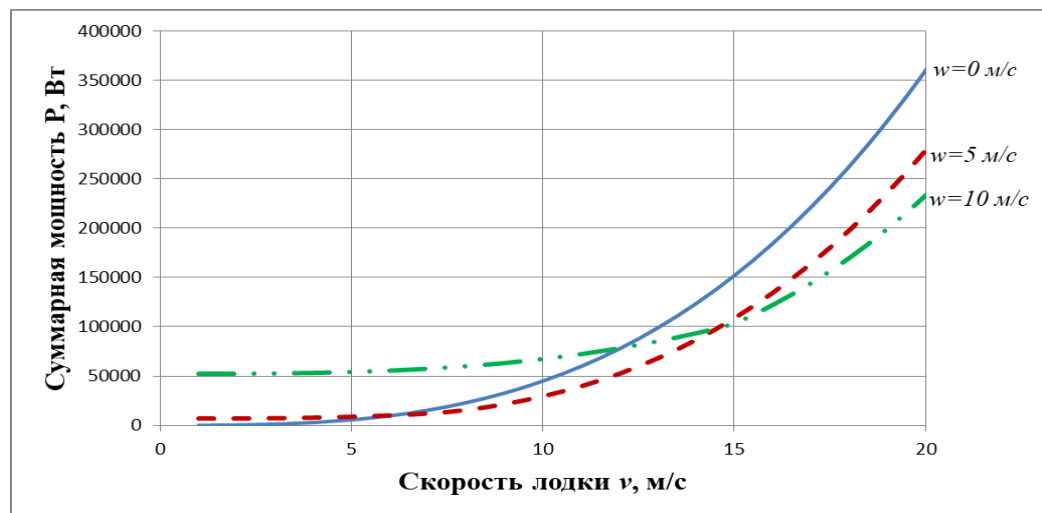


Рис. 5. Зависимость требуемой мощности от скорости лодки

Выводы

Увеличение скорости отбрасывания энергетически выгодно лишь в определенном диапазоне скоростей движения. Чем выше скорость отбрасывания, тем больше выигрыш по мощности, но меньше диапазон эффективного применения. Следовательно, необходимо изменять скорость отбрасывания в зависимости от скорости движения. Такое управление позволит сократить требуемую мощность, т.е. увеличить энергоэффективность судна. Для принятых начальных условий выигрыш по мощности достигает 35%.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 19-48-340018

Литература

- 1) Теоретическая механика в примерах и задачах. Т 2 Динамика / Бать М. И., Джанелидзе Г. Ю., Кельзон А. С. – Москва. Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1985. с. 193-194
- 2) Основы гидродинамики : учеб. пособие / С. Д. Чижиумов. – Комсомольск-на-Амуре : ГОУВПО «КнАГТУ», 2007. с.12
- 3) Моделирование процессов обтекания и управления аэродинамическими характеристиками летательных аппаратов / В. Т. Калугин, Г. Г. Мордвинцев, В. М. Попов. Москва. МГТУ им. Баумана, 2011. с.428-429.

**МНОГОКРИТЕРИАЛЬНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ ПРОХОДИМОСТИ
МОБИЛЬНОГО РОБОТОТЕХНИЧЕСКОГО КОМПЛЕКСА С
АДАПТИВНЫМИ КОЛЕСАМИ**

*MULTI-CRITICAL OPTIMIZATION OF CROSS-COUNTRY CAPACITY OF
MOBILE ROBOTICS COMPLEX WITH ADAPTIVE WHEELS*

Сердобинцев Ю.П. – д.т.н., профессор, **Макаров А.М.** – к.т.н., доцент,
Иванюк А.К. – ассистент

Волгоградский государственный технический университет
e-mail ivanyuk_aleksei@mail.ru

Abstract. Mathematical model is proposed on the basis of established regularities of automatic movement developed by mobile robotics complex (SMC), which for the first time takes into account connection between change of wheel diameter and number of discrete generatrix of wheel frames, weight and dimensions of SMC, type of soil, weight coefficients of importance of criteria (soil and profile cross-country capacity). On the basis of the data obtained during experimental and theoretical investigations, a technique for determining the optimal diameter of the propulsor has been developed, with automatic movement in the absence of visualization of the external environment.

Key words: Adaptive propulsors, passability, mobile robots, robotics complexes, multicriteria optimization.

Аннотация. Предложена математическая модель на основании установленных закономерностей автоматического движения, разработанного мобильного робототехнического комплекса (МРК), впервые учитывающей связь между изменением диаметра колеса и количеством дискретных образующих каркасов колеса, массой и габаритами МРК, типом грунта, весовыми коэффициентами значимости критериев (грунтовой и профильной проходимости). На основании данных полученных в процессе экспериментальных и теоретических исследований, разработана методика определения оптимального диаметра движителя, при автоматическом перемещении в отсутствие визуализации внешней среды.

Ключевые слова: адаптивные движители, проходимость, мобильные роботы, робототехнические комплексы, многокритериальная оптимизация.

Для определения наличия препятствия в МРК используются разнообразные системы технического зрения. Во время стационарной работы данных систем при обнаружении препятствия, определения его размеров, и расстояния до него, информация передается на управляющий микропроцессор [1]. После чего команда направляется на определенный мотор адаптивного колеса, в котором необходимо изменить параметр, к примеру, увеличить диаметр колес по правому борту МРК для прохождения препятствия, не изменяя курса направления. Расчетная схема и МРК представлены на рисунке 1.

В случае неисправности системы технического зрения или невозможности передачи сигнала необходимо, чтобы МРК автоматически определял наличие препятствий и необходимость варьирования параметров адаптивных движителей. Так как скорость большинства таких роботов не превышает 4км/ч, то предлагается решение автоматического определения высоты препятствия, исходя из полученных значений с тензометрических датчиков, расположенных на металлоэластичном каркасе адаптивного колеса [2].

По заданным функциям изменения значения сопротивления тензометрических датчиков от деформации пластины образующей каркас колеса, происходит пересчет полученных значений с датчиков, для определения напряженно деформированного состояния каркаса колеса.

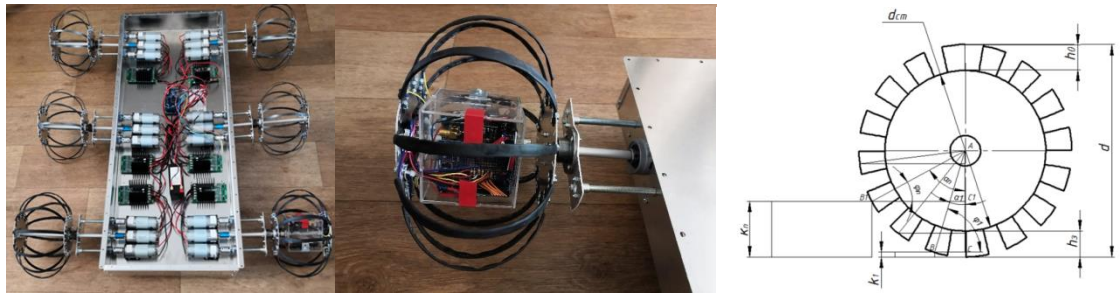


Рис. 1. МРК, адаптивное колесо, геометрия для расчета системы управления диаметром адаптивного колеса, исходя из высоты препятствия (слева направо)

На основании экспериментальных и расчетных данных установлены зависимости изменения основных геометрических параметров адаптивного движителя и МРК от управляющих воздействий, таких как изменение диаметра, клиренса, ширины шины, прогиба колеса (рисунок 2). Таким образом выводится задача многокритериальной оптимизации.

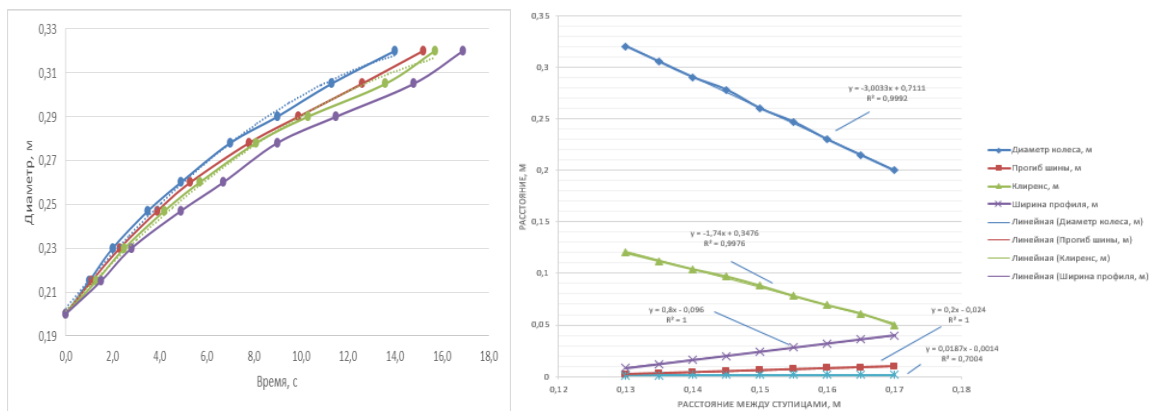


Рис. 2. Графики изменения основных геометрических характеристик колеса от изменения расстояния между ступицами и график изменения диаметра колеса от времени включения регулирующих моторов с разными уровнями ШИМ

Из выявленных зависимостей можно спроектировать автоматизированную систему управления диаметром колеса с обратной связью (в качестве обратной связи выступают полученные значения с тензометрических датчиков). Для управления диаметром движителя необходимо коррелировать временем включения моторов, смещающих ступицу колеса, с учетом текущего заданного уровня ШИМ (широтно-импульсная модуляция).

Зная корреляцию расстояния между ступицами и диаметром колеса (рисунок 2) система становится замкнутой. На основании данных зависимостей можно разработать математическую модель движения МРК и предложить методику его оптимального управления.

Граничное условие преодоления единичного препятствия – диаметр должен быть в два раза больше высоты препятствия: $d_{new} = 2k_n$ [3, с. 95]. Так как дискретные металлоэластичные образующие пластины будут выполнять роль грунтозацепов, повышая грунтовую и профильную проходимость [4, с. 56].

Тогда в общем виде математическую модель движения МРК (автоматическое регулирование диаметра) можно описать следующей системой уравнений:

$$f(d) = \left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} h_n = a_0 + a_1 * c + a_2 * c^2 + \dots + a_n * c^n \\ k_n = h_3 + r(1 - \sin(\varphi_n)) - h_n \sin(\varphi_n) \\ d_{new} = 2k_n \end{array} \right\}, d < 2k_n \\ \left\{ \begin{array}{l} M = r_1 \frac{d}{L} - 0,5r_2 * \sqrt{\frac{G}{kbd^2}} - \frac{r_3}{L} \sqrt{\frac{G^2}{k^2b^2d}} \\ d_{opt} = q_1w^2 - q_2w + q_3 \\ d_{opt} = -e_1p^2 + e_2p + e_3 \end{array} \right\}, d \geq 2k_n \end{array} \right. ,$$

r – радиус ступицы (будем использовать для удобства вычислений); h_3 - высота упругого элемента в точке соприкосновения с землей (грунтом); k_n - высота препятствия; h_n - высота деформированной пластины образующий каркас колеса; $a_0 \dots a_n$ коэффициенты полинома зависимости изменения деформации пластины и изменения сопротивления тензорезистора изгиба, $c \dots c^n$ значения сопротивления тензорезистора; d_{opt} - значение оптимального диаметра колеса, $q_1 \dots q_3$ - коэффициенты в функции зависимости изменения оптимального диаметра от изменения соотношения весовых коэффициентов w (ранее обозначалось как r_2/r_1); $e_1 \dots e_3$ коэффициенты в функции зависимости изменения оптимального диаметра от изменения времени включения «р» моторов перемещающих ступицу колеса; $F_{спр}$ - сила сопротивления качению, глубина h колеи зависят от вертикальной нагрузки G на колесо, параметров колеса – диаметра D , ширины обода b , а также от физико-механических свойств грунта – коэффициента k объемного смятия грунта; L – длина базы МРК; r_1, r_2, r_3 – нормирующие (весовые) коэффициенты; k – коэффициент, учитывающий физико-механические свойства грунта.

Варьируя весовые коэффициенты, исходные данные для расчета, определяемые из размеров опытного образца, оценим и найдем максимальные значения линейного критерия при различных диаметрах, с учетом альтернирующих значений ширины колеса « b », длины базы и веса МРК, а также коэффициентов смятия грунта [5].

В результате были получены 9 семейств графиков (рисунок 3, одно из семейств графиков), состоящих из 567 контрольных точек, где обозначением «Ряд n » - показано выбранное соотношение весовых коэффициентов r_2/r_1 .

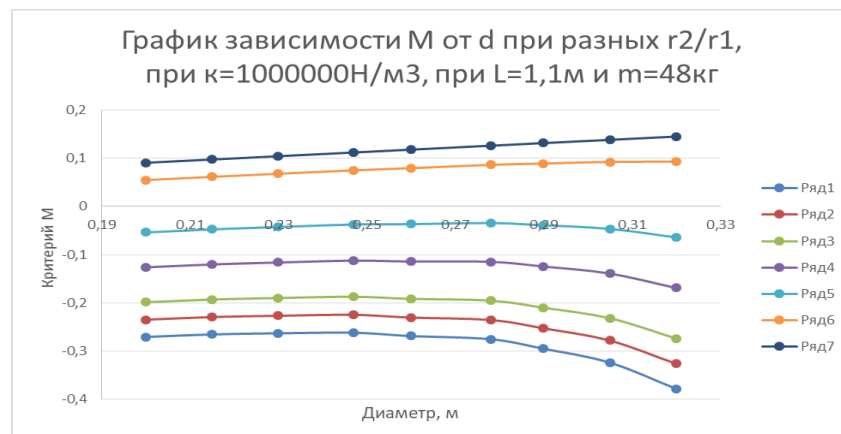


Рис. 3. График зависимости изменения максимального значения критерия от различных весовых коэффициентов, коэффициента смятия грунта, весовых показателей

Аппроксимируя данные функции были найдены оптимальные диаметры для каждого случая с учетом весовых коэффициентов, коэффициента смятия грунта, веса и длины МРК.

Исходя из полученных значений было построено семейство графиков (рисунок 4), позволяющее для различных геометрических и весовых размеров МРК («var» – номер набора физико-геометрических характеристик эксперимента, таких как, вес комплекса, его габариты, коэффициент смятия грунта), автоматически определять оптимальный диаметр колеса.

Стоит отметить, что при увеличении коэффициента смятия грунта и увеличении габаритов МРК, оптимальный диаметр определяется линейной функцией и находится в области профильного критерия. При зыбком грунте решающим фактором является грунтовая проходимость.

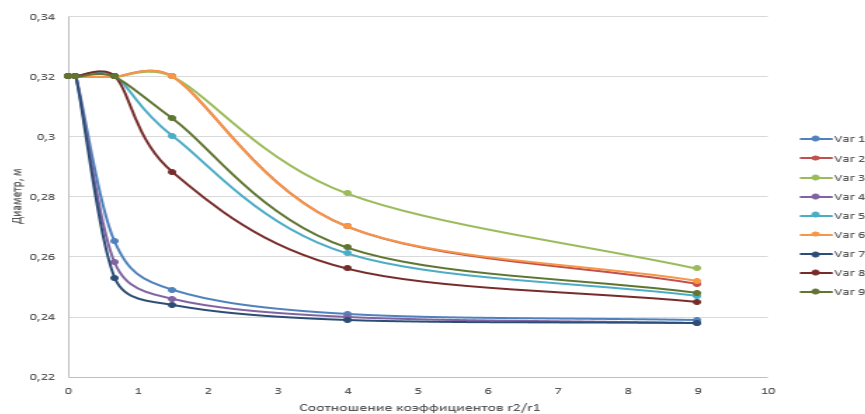


Рис. 4. График зависимости изменения оптимальных диаметров от изменения соотношения весовых коэффициентов

Аппроксимируя полученные данные (рисунки 2 и 4) можно для широкого спектра условий, используя микропроцессорный блок и заданный в него линейный критерий, производить автоматическую регулировку проходимости (варьируя диаметр колеса).

В качестве примера было посчитано процентное увеличение проходимости МРК относительно базового значения (начальный диаметр) к значению с максимальной комплексной проходимостью (используя оптимальный диаметр). По данным соотношениям можно сделать вывод о возможности увеличения комплексной проходимости в зависимости от соотношения весовых критериев от 21% до 78%.

Литература

1. П. м. 180692 Российская Федерация, МПК В60В3/00, В60В15/00, В60В23/12 Адаптивное колесо с раздвижным ободом / Ю.П. Сердобинцев, А.К. Иванюк, В.И. Карлов; ВолгГТУ. - 2018.
2. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов/В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. Ред. В.В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376с.
3. Котович С.В. Двигатели специальных транспортных средств. Часть I: Учебное пособие / МАДИ (ГТУ). – М., 2008. – 161 с. (ГТУ). – М., 2008. – 161 с.
4. Планетоходы / А.Л. Кемурджиан, В.В. Громов, И.Ф. Кажукало и др.; Под ред. А.Л. Кемурджиана. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1993. – 400с.
5. Сердобинцев, Ю.П. Experimental Determination of the Passability Characteristics of Mobile Robotic Complex with Adaptive Wheels [Электронный ресурс] / Ю.П. Сердобинцев, А.К. Иванюк, В.И. Карлов // 2019 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM) (Sochi, Russia, 25-29 March, 2019) / South Ural State University (national research university), IEEE Industry Applications Society, IEEE Power Electronics Society [et al.]. – [Publisher: IEEE], 2019. – P. 1-6. – DOI: 10.1109/ICIEAM.2019.87430

ПРИМЕНЕНИЕ АЛГОРИТМА КОМПЕНСАЦИИ ПРИ УПРАВЛЕНИИ ПАРАЛЛЕЛЬНЫМ НЕПОЛНОПРИВОДНЫМ ТРОСОВЫМ РОБОТОМ

APPLICATION OF THE COMPENSATION ALGORITHM IN THE CONTROL OF A PARALLEL UNDERACTUATED CABLE ROBOT

Фадеев¹ М. Ю. – студент, Корбашов¹ В. А. – студент, Малолетов^{1,2} А. В. – д.ф.-м.н.,
профессор,

¹Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники АНО ВО «Университет
Иннополис»

²Волгоградский государственный технический университет

Аннотация. В работе рассмотрена возможность применения алгоритма компенсации для уменьшения ошибки, возникающей при управлении параллельным четырехтросовым роботом с помощью обратной кинематической модели. Представлены результаты экспериментов, проведённых на базе прототипа тросового робота, разработанного в Университете Иннополис.

Ключевые слова: тросовый робот, кабельный робот, параллельный робот, компенсация ошибок.

Abstract. The paper considers the possibility of using the compensation algorithm to reduce the error that occurs when controlling a parallel four-wire robot using the inverse kinematic model. The data of tests conducted on the basis of an experimental model of a robot developed at Innopolis University will also be presented.

Keywords: cable robot, cable-driven robot, wire robot, parallel robot, error compensation.

Введение

Тросовые роботы представляют собой один из видов манипуляторов параллельной структуры и имеют ряд достоинств по сравнению с другими типами роботов, такие как: низкие энергозатраты и материалоемкость, возможность в широких пределах увеличить рабочее пространство робота, обеспечить относительно высокие скорости перемещения. Тросовые роботы находят применение для теле- и киносъёмке [1], сборки [2] и окраски крупногабаритных изделий [3], 3D печати больших предметов [4], симуляторов движения [5] и других задач.

Для полного управления положением и ориентацией рабочего органа в пространстве необходимо 6 или более тросов. Тросовые роботы с меньшим количеством гибких связей могут контролировать только положение, но не ориентацию рабочего органа, что в ряде задач может быть достаточно. При этом управление роботом с недостаточным количеством управляющих воздействия часто является более сложным.

В предыдущих работах коллектива были решены задачи управления параллельным четырехтросовым роботом с учётом конструкций направляющих роликов и механизмов намотки [6, 7], выполнен анализ ошибок позиционирования мобильной платформы тросового робота и разработаны методы их компенсации [8, 9]. В текущем исследовании представлены результаты экспериментальных исследований при применении алгоритмов компенсации.

Кинематическая модель и программная реализация

Прототип тросового робота, разработанный в Университете Иннополис совместно с компанией ARCODIM, представляет собой модульную реконфигурируемую систему, оснащённую четырьмя управляемыми лебедками и допускающую до 12 лебедок в узловые точки рамы. Система управления построены на основе комплектующих фирмы Omron:

NJ501-1300 модуль ЦПУ универсального машинного контроллера серии NJ (с частотой управления $\tau = 0,004\text{с}$) и сервопривод серии G5,R88M-K1K030F-S2. В качестве рабочего органа установлена емкость (бак) объемом 24 л с механическим клапаном подачи песка. Механизмы намотки представляет собой вертикально расположенные барабаны с радиусом $R = 0,048\text{ м}$, шагом винтовой канавки по барабану $h = 0,005\text{ м}$ и механизмом подачи в виде кинематически связанного с барабаном подвижного ролика (рис. 2).



Рис.1. Прототип тросового робота (слева) и механизм намотки (справа)

Для управления координатами рабочего органа в системе отсчёта, связанной с опорной конструкцией робота реализован алгоритм расчёта длин тросов, в котором учитываются его конструктивные особенности [7]. Так же для минимизации колебаний рабочего органа во время движения реализован алгоритм расчёта скоростей намотки тросов [6].

Экспериментальные исследования

После реализации алгоритма были проведены замеры точности позиционирования рабочего органа. Тест представлял из себя замер 343 точек, расположенных в виде сетки $7 \times 7 \times 7$, размеры измеряемой области были равны размерам рабочей зоны робота и составляли $7000 \times 3000 \times 1200\text{ мм}$. Так же было проведено 3 теста с разной массой рабочего органа: 5кг 17кг и 33кг. Для измерения использовался лазерный трекер FARO (рисунок 2) с заявленной точностью до $20\text{ мкм} + 5\text{ мкм/м}$. Результаты тестов представлены в таблице 1 и на рисунках 3 и 4 (верхний ряд графиков).

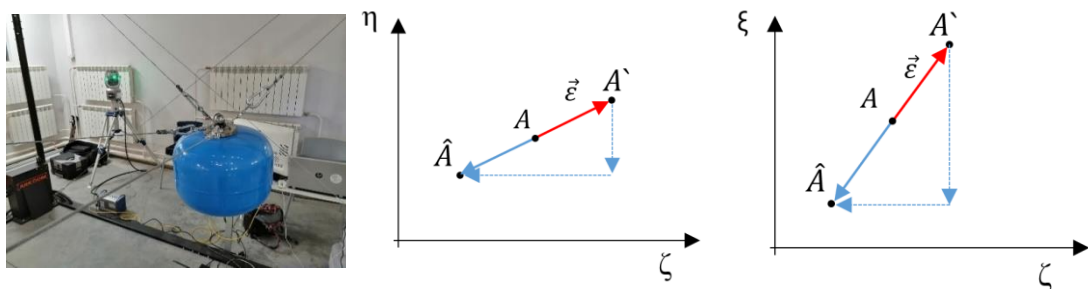


Рис. 2. Измерение с помощью лазерного трекера Faro (слева), чертёж алгоритма компенсации (справа)

Компенсация вектора отклонения

Для компенсации вектора отклонения был использован метод вычитания ошибки из заданной позиции рабочего органа:

$$\begin{bmatrix} \xi_{\varepsilon} \\ \eta_{\varepsilon} \\ \zeta_{\varepsilon} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_{A'} \\ \eta_{A'} \\ \zeta_{A'} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \xi_A \\ \eta_A \\ \zeta_A \end{bmatrix}; \quad \begin{bmatrix} \xi_{\hat{A}} \\ \eta_{\hat{A}} \\ \zeta_{\hat{A}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \xi_A \\ \eta_A \\ \zeta_A \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \xi_{\varepsilon} \\ \eta_{\varepsilon} \\ \zeta_{\varepsilon} \end{bmatrix}$$

где, A – заданная позиция рабочего органа; A' – действительная позиция рабочего органа; $\vec{\varepsilon}$ –

вектор отклонений; \hat{A} – заданная позиция робота с учётом компенсации $\vec{\epsilon}$.

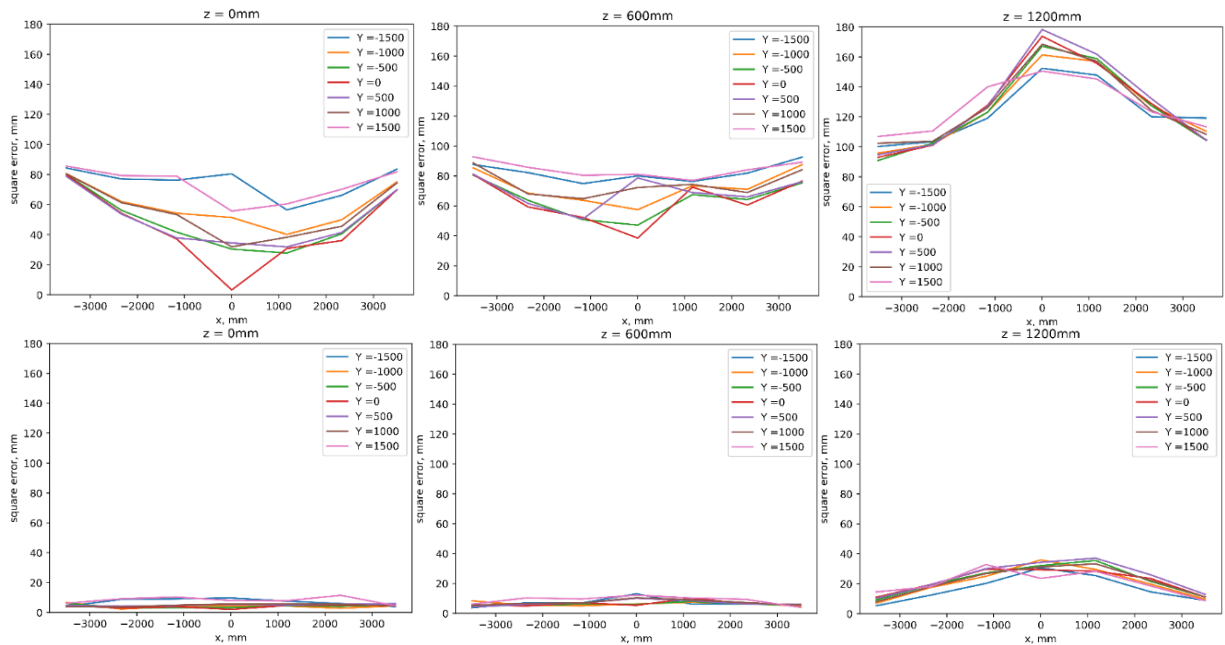


Рис. 3. Результаты теста без компенсации вектора отклонения (верхний ряд) и результаты с алгоритмом компенсации (нижний ряд) для массы рабочего органа 5кг

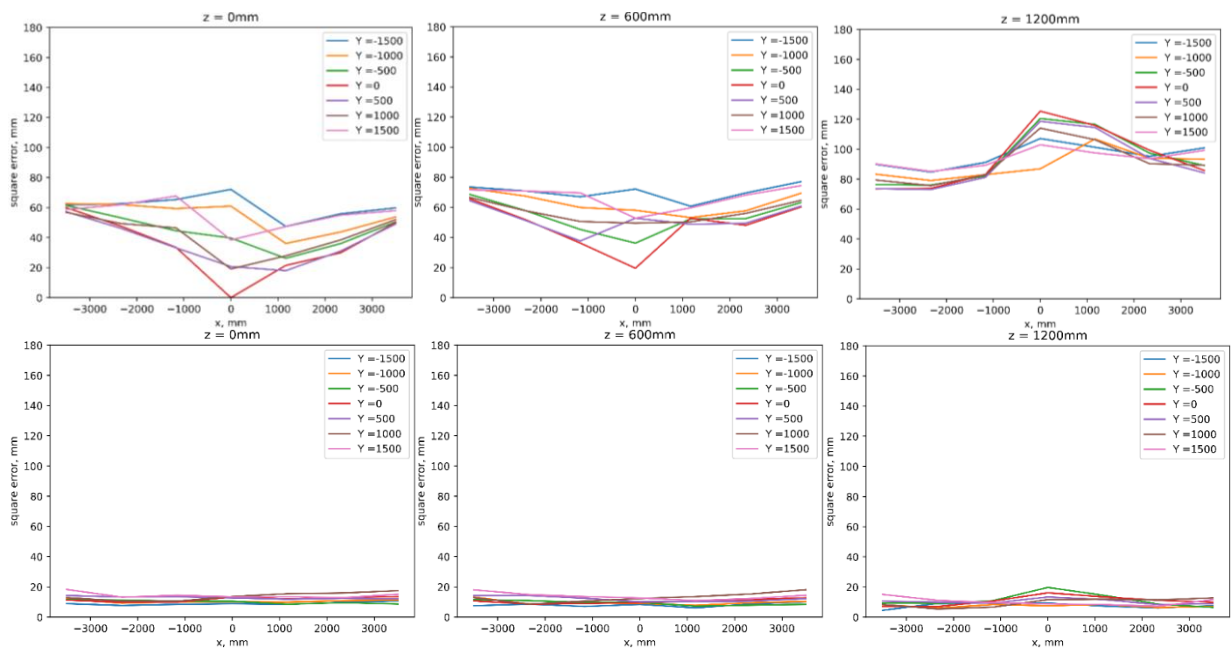


Рис. 4. Результаты теста без компенсации вектора отклонения (верхний ряд) и результаты с алгоритмом компенсации (нижний ряд), для массы рабочего органа 33кг

Тестирование компенсации

Далее были проведены 3 теста, с описанными выше условиями. Эксперимент проводился в 4 стадии:

1. Проход по сетке и замер действительных позиций робота;
2. Вычисление вектора отклонения для каждой из позиций в сетке;
3. Построение новой сетки из скомпенсированных значений;
4. Проход по скомпенсированной сетке и замер действительных позиций рабочего органа;

Результаты тестирования представлены в таблице 1 и графиках на рисунках 3 и 4 (нижний ряд графиков).

Табл. 1. Результаты тестов с компенсацией

Вес рабочего органа, кг	Длина максимального вектора отклонения от заданной позиции, мм		Средняя длина вектора отклонения от заданной позиции, мм		Процент улучшения, %	
	Исходные данные	С алгоритмом компенсации	Исходные данные	С алгоритмом компенсации	Максимальной длины вектора	Средней длины вектора
5	178.306456	37.109605	81.170893	9.626528	79,187739	88,140419
17	148.114591	31.171415	67.009629	10.018221	78,954527	85,04958
33	125.400091	19.719032	63.558832	10.015187	84,275105	84,242651

Заключение

Как видно из результата тестов, данный алгоритм даёт уменьшение вектора отклонения на 85,51% и помогает достичь среднего отклонения в 9,8866 мм, что для большинства задач, выполняемых тросовыми роботами, является достаточным. При этом так же можно заметить, что в центральной зоне при максимальной высоте возникает наибольшая ошибка. Это обусловлено тем, что в данной зоне нелинейность в кинематике исследуемого робота проявляется наиболее сильно, одним из фактов подтверждающих это является результаты эксперимента, в которых можно наблюдать, что при наибольшей массе результат компенсации в центральной области выше, так как при увеличении массы увеличивается силы натяжения тросов, уменьшается провисание тросов и они стремятся к идеальным связям.

Исследование выполнено при финансовой поддержке гранта РФФИ № 19-08-01234

Литература

1. Timmer Arends, J.H. Kinematic Calibration of a Six DOF Flexure-based Parallel Manipulator / J.H. Timmer Arends, K.H.J. Voss, W.B.J. Hakvoort, R.G.K.M. Aarts // Proceedings of the 8th ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2017 (Prague, June 19-22, 2017) / Editors: M. Valasek [et al.]; Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical Engineering [et al.]. – Prague, 2017. – P. 199-211.
2. Nguyen D. Q., Gouttefarde M., Company O., Pierrot F. On the analysis of large-dimension reconfigurable suspended cable-driven parallel robots // Robotics and Automation (ICRA), IEEE International Conference on – IEEE, 2014. – P. 5728-5735.
3. Gagliardini L., Caro S., Gouttefarde M., Wenger P., Girin A. A reconfigurable cable-driven parallel robot for sandblasting and painting of large structures // Cable-Driven Parallel Robots: Springer, 2015. – P. 275-291.
4. Izard J.-B., Dubor A., Hervé P.-E., Cabay E., Culla D., Rodriguez M., Barrado M. On the Improvements of a Cable-Driven Parallel Robot for Achieving Additive Manufacturing for Construction // Cable-Driven Parallel Robots: Springer, 2018. – P. 353-363.
5. Usher K., Winstanley G., Carnie R. Air vehicle simulator: an application for a cable array robot // Robotics and Automation, ICRA. Proceedings of the IEEE International Conference on – IEEE, 2005. – P. 2241-2246.
6. Фадеев, М.Ю. Управление параллельным четырехтросовым роботом с помощью обратной кинематической модели / Фадеев М.Ю., Малолетов А.В. // В сборнике: XXX Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018) Сборник трудов конференции. – 2019. – С. 696-699.
7. Малолетов, А.В. Учет конструкций направляющих роликов и механизмов намотки при управлении движением тросового робота / Малолетов А.В., Климчик А.С., Костенко К.В. // Известия Волгоградского государственного технического университета. - 2018. - № 13 (223). - С. 113-119.
8. Maloletov, A.V. Error Analysis in Solving the Inverse Problem of the Cable-driven Parallel Underactuated Robot Kinematics and Methods for their Elimination / A.V.Maloletov, M.Y. Fadeev, A.S. Klimchik // 9th IFAC Conference on Manufacturing Modelling, Management and Control (Berlin, August 28-30, 2019) – в печати.
9. Малолетов, А.В. Анализ ошибок позиционирования неполноприводного тросового робота и методы их компенсации / А.В.Малолетов, М.Ю.Фадеев, А.С.Климчик // XII Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики (Уфа, 19 - 24 августа 2019 г.) – в печати.

УПРАВЛЕНИЕ ВЫСОКОМАНЕВРЕННЫМ МОБИЛЬНЫМ РОБОТОМ С МАНИПУЛЯТОРОМ¹

CONTROL OF A HIGHLY MANEUVERABLE MOBILE ROBOT WITH A MANIPULATOR

Шестаков² В.А. – аспирант, Караваев^{1,2} Ю.Л. – к.ф.-м.н., доцент,

Ефремов² К.С. – аспирант, Клековкин² А.В. – аспирант

¹ Удмуртский государственный университет, г. Ижевск, Россия

² Ижевский государственный технический университет

имени М. Т. Калашникова, г. Ижевск, Россия

slafik9526@gmail.com

Abstract. This paper presents experimental investigations of the control algorithm of a highly maneuverable mobile manipulation robot. The algorithm of trajectory planning of the mobile robot to the point of object grasping is considered. Motion planning of the mobile manipulator is carried out taking into account the minimization of energy and time consumption per movement. The result of the algorithm is a movement to the point of grasping of manipulation object. Results of experimental investigations of the developed algorithm are given.

Key words: mobile manipulator, motion planning, optimal control, omniwheels.

Аннотация. В данной работе представлены экспериментальные исследования алгоритма управления высокоманевренным мобильным манипуляционным роботом. Рассмотрен алгоритм планирования движения мобильного робота в точку захвата объекта. Планирование движения осуществляется с учетом минимума энергии и времени, затрачиваемых на движение. Результатом выполнения алгоритма является перемещение мобильного робота в точку захвата объекта манипулирования. Представлены результаты экспериментальных исследований предложенного алгоритма управления.

Ключевые слова: мобильный манипулятор, планирование движения, оптимальное управление, омниколеса.

Введение

Мобильный манипуляционный робот (ММР) представляет собой мобильную платформу, на которой размещены манипуляционные и захватные механизмы. Направление разработки и исследований ММР имеет большой интерес на протяжении многих лет в различных сферах деятельности человека. Мобильная платформа обеспечивает выполнение транспортных операций, которые заключаются в перемещении объектов в пределах некоторого пространства. Выбор типа мобильной платформы определяется условиями функционирования робота [1, 2]. Наиболее перспективной с точки зрения практического применения является конструкция омниколесного мобильного робота (ОМР), благодаря возможности всенаправленного движения.

Ранее были рассмотрены вопросы управления высокоманевренной мобильной платформой [3, 4, 5, 6], а также проведены теоретические исследования ММР, в ходе которых был проведен анализ конструкции и определено влияние положения центра масс на траекторию движения. [7, 8].

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Удмуртской Республики в рамках научного проекта № 18-48-183004, работа Клековкина А.В. выполнена в рамках программы «УМНИК» при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (№12593ГУ/2017)

Планирование движения

Управление омниколесной мобильной платформой может быть реализовано с помощью управляющих моментов, прикладываемых к осям колес, либо с помощью угловых скоростей вращения колес [3, 4]. При управлении угловыми скоростями динамические процессы системы определяются параметрами приводов. Моментное управление позволяет учитывать изменяемые параметры системы, например, положение центра масс. Однако, такое управление является труднореализуемым в реальных условиях.

Далее мы будем рассматривать управление движением робота с помощью угловых скоростей колес, основанное на кинематической модели, предполагающей отсутствие проскальзывания в точке контакта каждого из колес [3]:

$$\dot{\psi}_i = -\frac{1}{(\alpha_i, \tau_i)h_i} (v + \omega \mathbf{J} \mathbf{r}_i, \alpha_i), \quad \mathbf{J} = \begin{bmatrix} 0 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad (1)$$

где $\dot{\psi}_i$ – угловая скорость вращения i -го колеса; h_i – радиус колеса.

На рисунке 1а представлена структурная схема мобильной платформы с омниколесами.

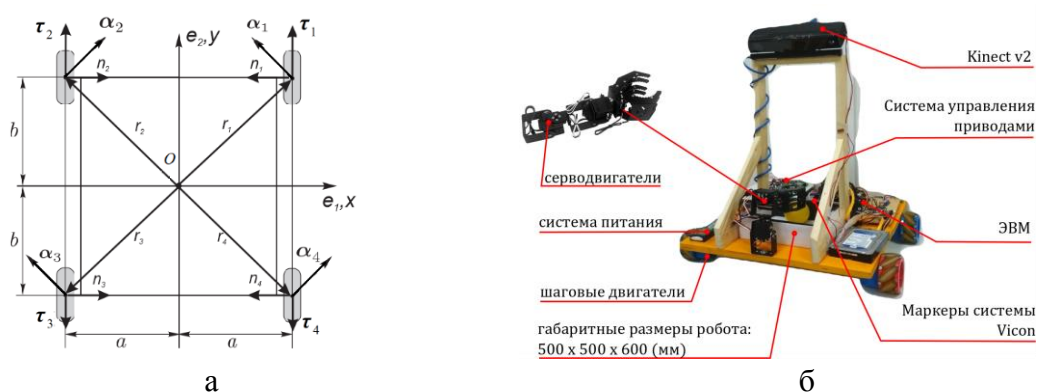


Рис. 1. Изображения: а) структурной схемы мобильной платформы с омниколесами и б) прототипа ММР

Движение манипулятора с целью захвата объекта с поверхности перемещения определяется однозначно из-за отсутствия избыточности степеней свободы. Число степеней свободы омниколесной мобильной платформы позволяет роботу двигаться в заданную точку несколькими способами:

1. Поворот платформы на угол φ и перемещение на расстояние r .
2. Перемещение платформы под углом φ на расстояние r , поворот платформы на угол φ .
3. Перемещение платформы на расстояние r с изменением ориентации в процессе движения на угол φ .

Проведено моделирование системы с целью определения наиболее оптимального способа движения. На основе сравнения энергии, затрачиваемой на управления мобильной платформы, сделан вывод о том, что вариант с одновременными угловым и линейным перемещениями является оптимальным. Также данный вариант является наиболее предпочтительным, т.к. при данном способе осуществляется только один цикл разгона-торможения.

Постановка задачи движения мобильной платформы выглядит следующим образом: мобильный манипуляционный робот из точки с координатами $\mathbf{p}_0 = (x_0, y_0)$ (рассматривается движение на плоскости) с начальной ориентацией φ_0 должен

осуществить движение в конечную точку $\mathbf{p} = (x_k, y_k)$ с конечной ориентацией φ_k . Установлены максимальные значения угловой скорости вращения колес $\dot{\psi}_{\max}$ и времени разгона t_p . Для заданных технических ограничений возможно определить компоненты вектора скорости мобильной платформы: $\mathbf{v}^{\max} = (\dot{x}^{\max}, \dot{y}^{\max}, \dot{\theta}^{\max})$. Примем вектор $\mathbf{s} = (s_x, s_y, s_\theta)$, обозначающий путь, преодолеваемый за время разгона t_p при достижении скорости \mathbf{v}^{\max} .

Для обеспечения одновременных линейного и углового перемещений необходимо определить максимально необходимое время:

$$T_i = \begin{cases} 2t_p, & p_i \leq 2s_i \\ 2t_p + \frac{p_i - s_i}{v_i^{\max}}, & p_i > 2s_i \end{cases}, \quad (2)$$

$$T = \max(T_1, T_2, \dots, T_n). \quad (3)$$

На основе полученного значения времени должны быть переопределены ускорения и максимальные скорости. Для повышения точности позиционирования введена обратная связь по положению. В таком случае скорость $\mathbf{v} = (v_x, v_y, \omega)$ зависит от расстояния $\mathbf{S} = (x_{actual}, y_{actual}, \theta_{actual})$ до заданной точки. Компоненты вектора скорости мобильной платформы определяются следующим образом:

$$v_i = \begin{cases} \frac{v_i^{\max} S_i}{s_i}, & 0 \leq S_i \leq s_i \\ \frac{2v_i^{\max} (p_i - S_i)}{p_i}, & s_i < S_i \leq p_i \end{cases}, \quad \text{при } p_i \leq 2s_i$$

$$v_i = \begin{cases} \frac{v_i^{\max} S_i}{s_i}, & 0 \leq S_i \leq s_i \\ v_i^{\max}, & s_i \leq S_i \leq (p_i - s_i) \\ \frac{2v_i^{\max} (p_i - S_i)}{s_i}, & (p_i - s_i) < S_i \leq p_i \end{cases}, \quad \text{при } p_i > 2s_i$$

На основе полученных зависимостей компонента вектора скорости мобильной платформы могут быть определены управляющие воздействия в виде угловых скоростей вращения колес. Минимум энергии обеспечивается одновременными линейным и угловым перемещениями. Минимум времени обеспечивается использованием максимальных скоростей и ускорений мобильной платформы.

Эксперимент

Рассмотрим пример планирования траектории движения мобильного манипуляционного робота с целью захвата объекта с поверхности перемещения. Объект, который необходимо погрузить на платформу, имеет координаты x и y в системе координат мобильного робота. Координаты объекта получены с помощью системы технического зрения. Точка захвата, в которую необходимо осуществить движение мобильной платформы имеет координаты x_k и y_k .

Проведен эксперимент для некоторой точки захвата объекта со следующими координатами: $x_k = 300$ и $y_k = 400$. Графики полученной траектории движения представлены на рисунке 2а и 2б. Траектория разделена на три участка (см. рисунок 2а): участок разгона соответствует цифре 1, движение с постоянной скоростью – 2, участок

торможения – 3. Фотография используемого прототипа высокоманевренного ММР представлена на рисунке 1б.

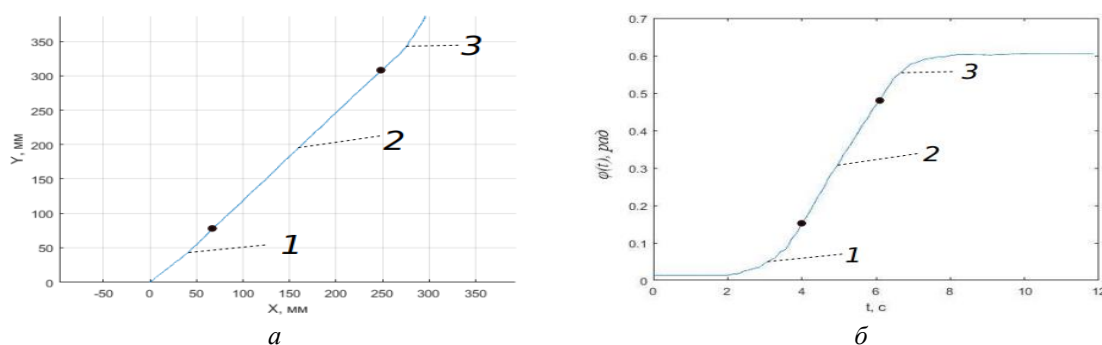


Рис.2. Графики зависимостей: а) траектории движения мобильного робота и б) ориентации мобильного робота

Полученные результаты доказывают эффективность предложенного алгоритма управления мобильным роботом. Траектория движения несколько отличается от линейной, однако, обратная связь по положению обеспечивает достижение заданной точки с требуемой ориентацией. Видеоматериал проведенного эксперимента может быть просмотрен по следующей ссылке: <https://youtu.be/docNyRm-vUw>.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Удмуртской Республики в рамках научного проекта № 18-48-183004, работа Клековкина А.В. выполнена в рамках программы «УМНИК» при поддержке Фонда содействия развитию малых форм предприятий в научно-технической сфере (№12593ГУ/2017)

Литература

1. Aviles O., Mauricio F., Mauledoux M., Rubiano O. Electronic Architecture for a Mobile Manipulator // International Journal of Online Engineering (iJOE)., 2018, vol. 14, pp. 133-142.
2. C. Rohrig, D. HeB and F. Kunemund. Motion controller design for a mecanum wheeled mobile manipulator // 2017 IEEE Conference on Control Technology and Applications (CCTA), Mauna Lani, HI, USA, Aug. 2017, pp. 444 - 449.
3. Борисов А. В., Килин А. А., Мамаев И. С. Тележка с омниколесами на плоскости и сфере // Нелинейная динамика, 2011, т. 7, № 4, с. 785–801.
4. Килин А. А., Бобыкин А. Д. Управление тележкой с омниколесами на плоскости //Нелинейная динамика, 2014, т. 10, № 4, с. 473–481.
5. Experimental investigations of a highly maneuverable mobile omniwheel robot / A. Kilin , P. Bozek, Y. Karavaev , A. Klekovkin, V. Shestakov // International Journal of Advanced Robotic Systems. - 2017. - vol.14, № 6. -pp.1-9. DOI:10.1177/1729881417744570
6. Герасимов К. В., Зобова А. А. Движение симметричного экипажа на омни-колесах с массивными роликами //Прикладная математика и механика, 2018, т.82, № 4, с. 427–440.
7. Караваев Ю. Л., Трефилов С. А. Дискретный алгоритм управления по отклонению мобильным роботом с омниколесами //Нелинейная динамика, 2013, т. 9, № 1, с. 91–100.
8. Шестаков В.А., Караваев Ю. Л. Построение зоны обслуживания высокоманевренного мобильного робота с манипулятором // Интеллектуальные системы в производстве, 2018, т.16, № 3, с. 90–96.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ИЗБЫТОЧНОСТИ ДЛЯ УВЕЛИЧЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОЙ РАБОЧЕЙ ЗОНЫ ПЛОСКОГО 3-RRR МЕХАНИЗМА

INCREASING THE EFFECTIVE WORKSPACE OF THE PLANAR 3-RRR MECHANISM BY USING KINEMATIC REDUNDANCY

Эрастова К.Г. – ассистент, аспирантка кафедры РКЗ

ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет им Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет)». Москва, Россия
erastovakg@gmail.com

Abstract. A significant issue of parallel mechanisms is the existence of singular poses where the end-effector can lose its mobility or cannot be controlled. The closeness to singular poses affects the performance of the mechanism, for example, the actuation efforts increase, thus reducing the effective working area of the mechanism. Kinematic redundancy can be used for avoiding the singularities and increase the effective working area. The approach is considered on the example of a planar 3-RRR mechanism.

Key words: kinematic redundancy, parallel mechanism, workspace

Аннотация. Известный недостаток механизмов параллельной структуры – наличие зон особых положений, в которых выходное звено может потерять управляемость или подвижность. При приближении к особым положениям возрастают скорости или моменты в приводах, уменьшая эффективную рабочую зону механизма. Кинематическая избыточность позволяет значительно уменьшить зоны особых положений и увеличить эффективную рабочую зону. Подход рассмотрен на примере плоского 3-RRR механизма.

Ключевые слова: кинематическая избыточность, механизмы параллельной структуры, рабочая зона

Механизмы параллельной структуры находят широкое применение в различных сферах техники благодаря своим характеристикам: повышенной грузоподъемности, скорости и точности манипулирования, меньшей металлоёмкости [1,2]. Однако их развитие и повсеместное применение сдерживается их существенным недостатком: наличием особых положений, в которых выходное звено манипулятора может потерять управляемость или подвижность [3]. При этом негативные явления возникают не только в самих зонах особых положений, но и при приближении к ним, например, увеличиваются скорости или моменты в приводах манипулятора, уменьшается жесткость конструкции [4]. Таким образом, нормальная эксплуатация манипулятора невозможно не только в особых положениях, но и в некоторых областях вокруг них. Существует множество различных критериев близости к особым положениям, таких как углы давления, определитель матрицы Якоби механизма [5]. В данной работе будет применён силовой критерий, представленный в [6].

Суть подхода, представленного в [6], заключается в следующем: в каждой точке рабочей зоны к выходному звену прикладывается некоторая сила с наихудшим направлением, максимизирующим нагрузку на приводы. Резкое (на порядки) возрастание моментов в приводах характеризует зоны особых положений [7]. Эффективная рабочая зона определяется как множество точек, в которых может находиться выходное звено, согласно конструктивным ограничениям реального механизма и требованиям по необходимой ориентации выходного звена при условии возможности поддержания в этих точках некоторых параметров движения, не превышающих критических, например, моментов в приводах [8]. Таким образом, применение этого подхода позволяет определить реальный размер эффективной рабочей зоны манипулятора.

Рассмотрим широко известный плоский 3-RRR механизм, представленный на рис. 1(а). Данный механизм имеет три степени свободы и может использоваться в качестве ориентирующей платформы. Для исследования были выбраны следующие геометрические параметры: $A_iB_i = 0,36$ м, $B_iC_i = 0,36$ м, $C_iD = 0,3$ м, $A_1A_2 = A_2A_3 = A_3A_1 = 0,6$ м. В качестве приводов используются двигатели шаговые PL28H28-D5. На рис. 1(б) представлена эффективная рабочая зона механизма. Зоны вблизи особых положений, в которых момент в приводе превышает максимально допустимый для выбранного двигателя (0,044 Н·м), не учитываются. Расположение зон особых положений зависит от геометрических параметров конфигурации выходного звена и выбранного угла поворота φ , однако так или иначе они пересекают рабочую зону и вырезают большие площади. При данных параметрах эффективная рабочая зона механизма составляет $0,9339$ м², если возможен переход через особые положения, и $0,5425$ м², если такой переход невозможен.

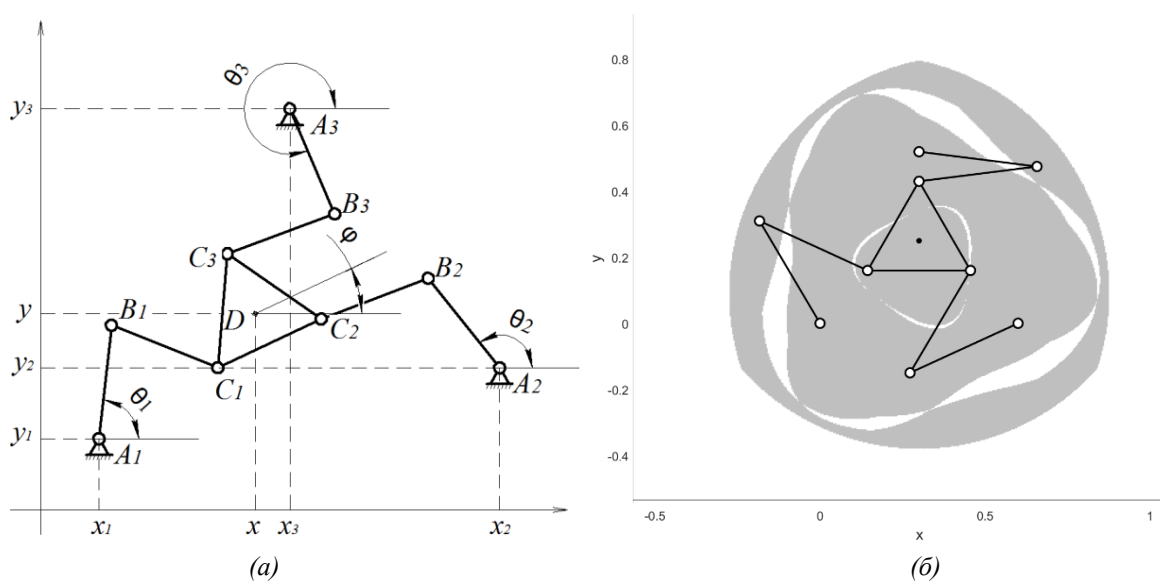


Рис. 1. Структурная схема 3-RRR механизма (а) и его эффективная рабочая зона (б)

Для перехода через особые положения может быть использован динамический способ, при котором выходное звено проходит через сингулярность за счёт сил инерции. Также применяется приводная и кинематическая избыточности. В первом случае в механизм вводится дополнительная цепь (например, 3-RRR механизм становится 4-RRR механизмом), которая включается в работу при приближении к особому положению. Данное решение усложняет контроль манипулятора, ограничивает рабочую зону и увеличивает металлоёмкость конструкции. Кинематическая избыточность возникает в тех случаях, когда число степеней свободы механизма больше, чем требуется в поставленной задаче, таким образом, при приближении к особому положению используется избыточная степень свободы, которая изменяет конфигурацию механизма, перемещая тем самым зоны особых положений.

Рассмотрим 3-RPRR механизм с кинематической избыточностью в двух вариантах: с дополнительной приводной призматической парой в одной и во всех кинематических цепях (рис. 2). Движение призматической пары осуществляется в диапазоне от 0,36 м до 0,48 м. Для каждого из механизмов была определена эффективная рабочая зона (рис. 2). Алгоритм определения эффективной рабочей зоны для механизма с избыточностью одной цепи представлен на рис.3. Для 3-RPRR механизма с одной избыточной цепью эффективная рабочая зона составила $1,111$ м², для 3-RPRR с тремя избыточными цепями – $2,468$ м². В первом случае в рабочей зоне всё ещё наблюдаются зоны особых положений, однако они уже не представляют собой замкнутые линии и не разделяют рабочую зону на сегменты. Во втором случае рабочая зона механизма полностью свободна от особых положений.

Таким образом показано, что кинематическая избыточность может быть успешно использована для увеличения эффективной рабочей зоны механизма. Эффективная рабочая зона механизма с тремя избыточными цепями 3-RPRR в 4,9 раз больше, чем эффективная рабочая зона обычного 3-RRR механизма. Показано, что кинематическая избыточность механизмов параллельной структуры может обеспечить эффективную рабочую зону полностью свободную от особых положений. Представлен алгоритм определения эффективной рабочей зоны для механизмов с кинематической избыточностью.

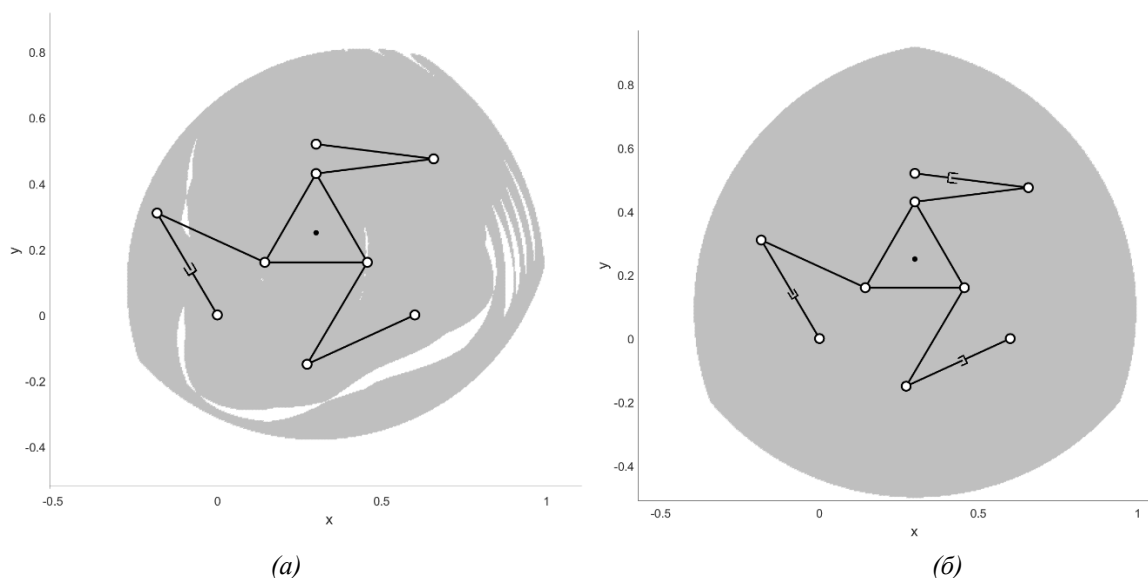


Рис. 2. Эффективная рабочая зона 3-RPRR механизма с одной избыточной цепью (а), с тремя избыточными цепями (б)

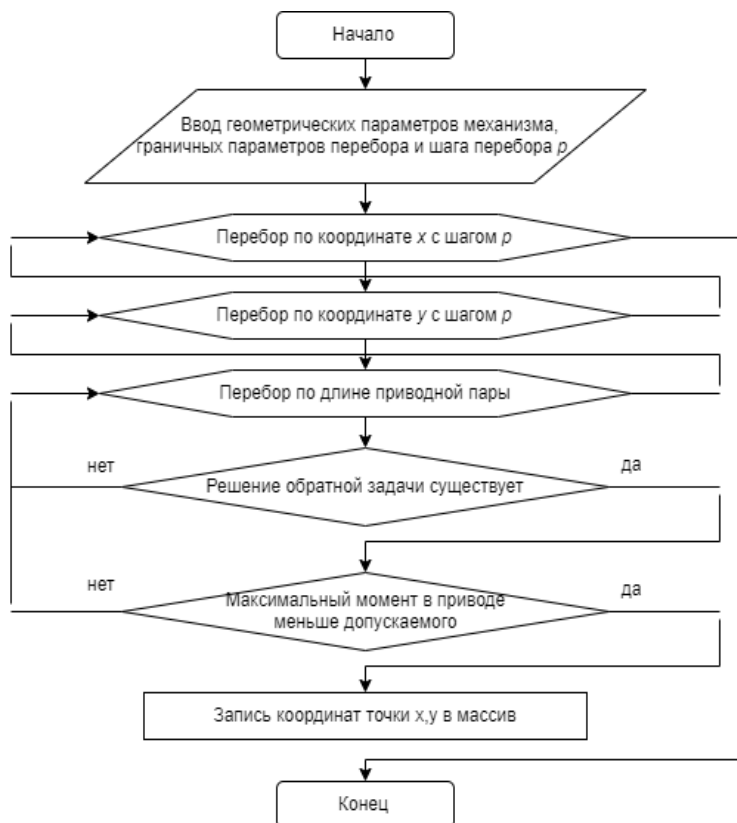


Рис. 3. Алгоритм определения эффективной рабочей зоны механизма с избыточностью

Литература

1. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. Москва, Наука, 1991. 95 с.
2. Merlet J.-P. Parallel Robots. Springer, 2006. 402 p.
3. Ларюшкин П.А. Классификация и условия возникновения особых положений в механизмах параллельной структуры // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. №1 (682). С. 16-23.
4. Захаров М.Н. Прочностная надежность оборудования. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 123 с
5. Gosselin С.М., Angeles J. A Global Performance Index for the Kinematic Optimization of Robotic Manipulators // ASME Journal of Mechanical Design. 1991. №113(3). P. 220-226.
6. Laryushkin P. A., Glazunov V. A., Erastova K. G. On the Maximization of Joint Velocities and Generalized Reactions in the Workspace and Singularity Analysis of Parallel Mechanisms // Robotica. 2019. Vol. 37. Issue 4. P. 675 – 690
7. Ларюшкин П.А., Рашоян Г.В., Эрастова К.Г. Об особенностях применения винтового исчисления для оценки близости к особым положениям механизмов параллельной структуры // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2017. № 4. С. 39-45
8. Эрастова К.Г., Ларюшкин П.А. Рабочие зоны механизмов параллельной структуры и способы определения их формы и размеров // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2017. №8. С. 78-87.

Секция № 7.

**НЕЛИНЕЙНАЯ И ВОЛНОВАЯ
МЕХАНИКА И ТЕХНОЛОГИИ**

МОДЕЛИРОВАНИЕ НЕСТАЦИОНАРНЫХ СИГНАЛОВ В УПРУГОМ ВОЛНОВОДЕ¹

SIMULATION OF TRANSIENT SIGNALS IN AN ELASTIC WAVEGUIDE

Варелджан М.В. – асп., инж.-иссл. **Еремин А.А.** – к.ф.-м.н., в.н.с.
ФГБОУ ВО «КубГУ», Институт математики, механики и информатики
michael.vareldzhan.777@mail.ru

Abstract. A mathematical and computer model for the evaluation of transient wave packets excited and measured in an elastic layer by a piezoelectric active wafer sensor is considered. The wave dynamics of the system “piezoelectric transducer (sensor) - elastic waveguide” is described within the semi-analytical integral approach and approximate phenomenological models that consider the action of the piezoelectric transducer on the waveguide and the sensor response. Experimental verification of the proposed approach is carried out on aluminum samples.

Key words: elastic guided waves, piezoelectric wafer active sensor, mathematical modeling.

Аннотация. В статье рассматривается математическая и компьютерная модель для расчета нестационарных волновых пакетов, возбуждаемых и измеряемых в упругом слое пленочными пьезоэлементами. Волновая динамика системы «пьезопреобразователь(-сенсор) – упругий волновод» описывается с использованием полуаналитического интегрального подхода и феноменологических моделей, приближенно учитывающих воздействие пьезопреобразователя на волновод и отклик пьезосенсора. Экспериментальная проверка предлагаемого подхода осуществляется на образцах из алюминия.

Ключевые слова: бегущие упругие волны, пьезоэлемент, математическое моделирование.

Бегущие упругие волны широко применяются для диагностики целостности тонкостенных элементов конструкций в качестве одного из методов неразрушающего контроля (НК) и мониторинга их состояния (structural health monitoring - SHM). Для возбуждения и регистрации упругих волн часто используются объединяемые в сети пленочные пьезоэлементы, устанавливаемые на поверхность контролируемого объекта. Важным этапом в проектировании таких сетей является математическое и компьютерное моделирование соответствующих волновых процессов, позволяющее оптимизировать расположение преобразователей/сенсоров на конструкции, определить оптимальные частотные диапазоны их использования и т.д. Здесь наряду с подходами, учитывающими электро-механическую связность в системе «пьезопреобразователь (-сенсор) – упругий волновод», но требующими при этом больших вычислительных затрат, возможно использование различных упрощенных феноменологических моделей, позволяющих проводить быстрый параметрический анализ.

В настоящей работе рассматривается компьютерная модель для приближенного описания процессов возбуждения и измерения нестационарных ультразвуковых бегущих волн в упругом слое круглым пленочным пьезоактивным элементом. Его воздействие на волновод как источника колебаний моделируется распределенными вдоль его границы точечными силами, а результирующие электрические напряжения на пьезосенсоре предполагаются пропорциональными касательным деформациям в области контакта. Процессы распространения бегущих волн моделируются в рамках трехмерной динамической теории упругости с использованием полуаналитического интегрального подхода. Приводится краткое описание разработанных математической и компьютерной

¹ Работа выполнена при поддержке Минобрнауки России (гос. задание № 9.1022.2017/4.6)

моделей и обсуждаются результаты ее экспериментальной верификации.

Рассматривается упругий изотропный слой, занимающий в декартовой системе координат $\mathbf{x} = (x, y, z)$ область $:\{-\infty < x, y, +\infty, -H \leq z \leq 0\}$. Источником колебаний (перемещения слоя $\mathbf{u}(\mathbf{x}) = (u_x, u_y, u_z)$) служит круглый пленочный пьезоактивный элемент, контактирующий с поверхностью $z = 0$ по области Ω , центр которой совпадает с началом координат. Для регистрации колебаний используется тонкий пьезосенсор Ω_c , расположенный на той же поверхности. Внешние поверхности волновода $z = 0$ и $z = -H$ предполагаются свободными от напряжений $\boldsymbol{\tau} = (\tau_{xz}, \tau_{yz}, \tau_{zz})$ за исключением области Ω , в которой действие актуатора моделируется нагрузкой $\mathbf{q}(x, y)$.

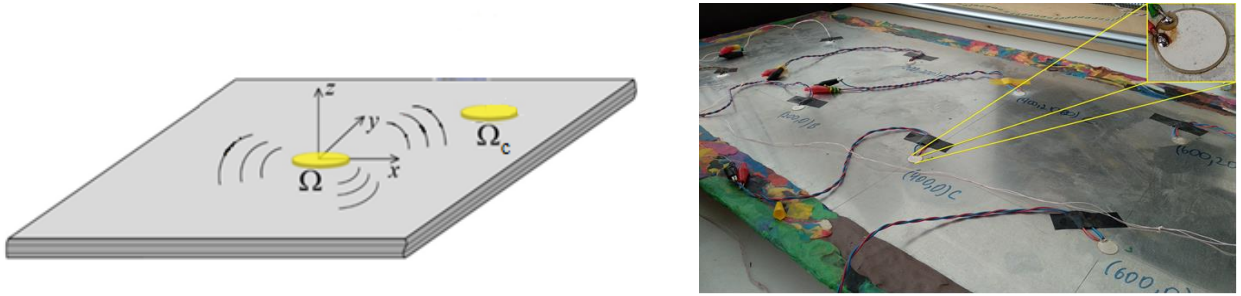


Рис.1. Геометрия задачи и экспериментальный стенд

В силу линейности рассматриваемой задачи возбуждаемые в упругом слое нестационарные смещения $\mathbf{u}(\mathbf{x}, t)$, представляются через их частотный спектр $\mathbf{u}(\mathbf{x}, \omega)e^{-i\omega t}$, используя обратное преобразование Фурье \mathcal{F}_t^{-1} :

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}, t) = \mathcal{F}_t^{-1}[\mathbf{u}(\mathbf{x}, \omega)] = \frac{1}{\pi} \operatorname{Re} \int_0^{+\infty} W(\omega) \mathbf{u}(\omega) e^{-i\omega t} d\omega, \quad (1)$$

где $W(\omega)$ – Фурье-символ тональной посылки – электрических напряжений, подаваемых на пьезоэлемент для возбуждения колебаний. Для вычисления интеграла (1) используется сплайн-аппроксимация подынтегральной вектор-функции $\mathbf{M}(\omega) = W(\omega) \mathbf{u}(\omega)$:

$$\mathbf{M}(\omega) \approx \sum_{j=1}^N \mathbf{c}_j \varphi_j, \quad \mathbf{c}_j = \mathbf{M}(\omega_j), \quad \varphi_j = \varphi\left(\frac{\omega - \omega_j}{\Delta\omega}\right); \quad \mathbf{u}(\mathbf{x}, t) \approx \frac{1}{\pi} \sum_{j=1}^N \mathbf{c}_j e^{-i\omega_j t} \Phi_j(t). \quad (2)$$

Здесь $\varphi(\omega)$ – сплайн-«шапочка», $\Phi(t) = \mathcal{F}_\omega[\varphi]$ и символом \mathcal{F} обозначено преобразование Фурье по соответствующей переменной. Пределы интегрирования по ω , количество точек N (или шаг интегрирования $\Delta\omega$) определяются в зависимости от вида функции $W(\omega)$.

С использованием техники интегрального преобразования Фурье по горизонтальным координатам комплексная амплитуда смещений $\mathbf{u}(\mathbf{x}, \omega)$, удовлетворяющая уравнению Ламе, представима в следующем виде [1]:

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \frac{1}{4\pi^2} \iint_{\Gamma_1 \Gamma_2} K(\alpha_1, \alpha_2, \alpha, z) \mathbf{Q}(\alpha_1, \alpha_2) e^{-i(\alpha_1 x + \alpha_2 y)} d\alpha_1 d\alpha_2; \quad \alpha = \sqrt{\alpha_1^2 + \alpha_2^2}, \quad (3)$$

где $K = \mathcal{F}_{xy}[\mathbf{k}]$, $\mathbf{Q} = \mathcal{F}_{xy}[\mathbf{q}]$ – Фурье-символы матрицы Грина \mathbf{k} соответствующей краевой задачи и вектор-функции $\mathbf{q}(x, y)$ поверхностной нагрузки. Контур интегрирования Γ_1 и Γ_2 совпадают с действительными осями α_1 и α_2 соответственно, отклоняясь от нее при обходе действительных полюсов ζ_n элементов матрицы $K(\alpha_1, \alpha_2, \alpha, z)$ в соответствии с принципом предельного поглощения [1].

В случае малой относительной толщины пленочного пьезоэлемента его воздействие на упругий волновод может описываться в рамках модели равномерно распределенных касательных точечных сил, сосредоточенных вдоль его границы [2,3]. В

этом случае вектор приложенной нагрузки $\mathbf{q} = (q_r, q_\varphi, q_z)$ в цилиндрических координатах (r, φ, z) представляется в виде $\mathbf{q} = \{p(r), 0, 0\}$ с независимой от φ функцией $p(r) = p_0 \delta(r - a)$; соответственно $\mathbf{Q} = \{P(\alpha), 0, 0\}$, где $P(\alpha) = p_0 i J_1(\alpha a)$ и $J_n(\alpha)$ – общее обозначение функций Бесселя порядка n . Поскольку приложенная нагрузка \mathbf{q} является осесимметричной, то и возбуждаемое ею поле смещений $\mathbf{u}(r, \varphi, z) = \{u_r, u_\varphi, u_z\}$ выраженное в цилиндрических координатах, тоже является осесимметричным

Интеграл (3), при переходе к цилиндрической системе координат по (x, y) и (α_1, α_2) , может быть сведен к однократным интегралам:

$$u_r = -\frac{1}{2\pi} \int_{\Gamma^+} M(\alpha, z) P(\alpha) J_1(\alpha a) \alpha^3 d\alpha; \quad u_z = \frac{1}{2\pi} \int_{\Gamma^+} S(\alpha, z) P(\alpha) J_0(\alpha a) \alpha^2 d\alpha.$$

где $M(\alpha, z)$ и $S(\alpha, z)$ – элементы матрицы Грина $K(\alpha, z)$ [1,3]; $u_\varphi(r, \varphi, z) = 0$. Использование теории вычетов дает приближенное представление этих интегралов [3]:

$$u_r \approx \sum_{n=1}^{N_R} a_n^{(1)}(z) H_1^{(1)}(\zeta_n r), \quad u_z \approx \sum_{n=1}^{N_R} a_n^{(2)}(z) H_0^{(1)}(\zeta_n r), \quad r > a$$

$$\mathbf{a}_n = \{a_n^{(1)}, a_n^{(2)}\} = -\{i\zeta_n M_n, S_n\} \zeta_n^2 P(\zeta_n) / 2.$$

Здесь $M_n = \text{res } M(\alpha, z)|_{\alpha=\zeta_n}$, $S_n = \text{res } S(\alpha, z)|_{\alpha=\zeta_n}$, N_R – количество вещественных полюсов ζ_n элементов матрицы K , $H_{0,1}^{(1)}$ – функции Ханкеля первого рода нулевого и первого порядков.

Для моделирования отклика (электрических напряжений) датчика, контактирующего с волноводом в области $\Omega_c: (x - x_c)^2 + (y - y_c)^2 \leq a^2$, используется следующее явное представление, полученное из общей формулы [2]:

$$V_c = \frac{A_c}{S_c} \iint_{\Omega_c} (u_{x,x} + u_{y,y}) dx dy = A_c \int_{\Gamma^+} -4\pi\alpha^3 M(\alpha, z) J_0(\alpha r_c) (J_1(\alpha a))^2 d\alpha, \quad (4)$$

где A_c определяется механическими и электрическими свойствами пьезоэлемента, $S_c = \pi a^2$ – площадь сенсора, r_c – расстояние между центрами преобразователя и сенсора. При выводе первого равенства в формуле (4) пренебрегают массой сенсора, и предполагается, что из-за его малой толщины нормальные деформации пьезоэлемента при взаимодействии с ним волнового пакета малы по сравнению с касательными.

При верификации в качестве образца использовалась пластина из алюминия толщиной $H = 2$ мм с приклеенными к ее поверхности тонкими (толщина 0.25 мм) пьезоэлементами радиуса $a=8$ мм (рис.1). Нестационарные электрические напряжения, подаваемые на пьезопреобразователь, задавались в виде узкополосной тональной посылки – двух циклов синуса, модулированных синус-окном с центральной частотой f_c :

$$w(t) = \begin{cases} V_a \sin(2\pi f_c t) \sin\left(\frac{\pi f_c t}{2}\right), & 0 \leq t \leq 2T\# \\ 0, & t > 2T\# \end{cases}, \quad T = 1/f_c, \quad V_a = 5 \text{ В} \quad (5)$$

Для расчёта интеграла (2) пределы интегрирования по безразмерной частоте $\omega = 10^{-6}[c]2\pi f[\text{Гц}]$ задавались таким образом, чтобы в выбранный частотный диапазон входили все значения $|W(\omega)|$ до порога -40 дБ (Рис. 2), в частности, предполагалось, что $\omega \in [0,01; 3\omega_c]$, где $\omega_c = 10^{-6}[c]2\pi f_c[\text{Гц}]$.

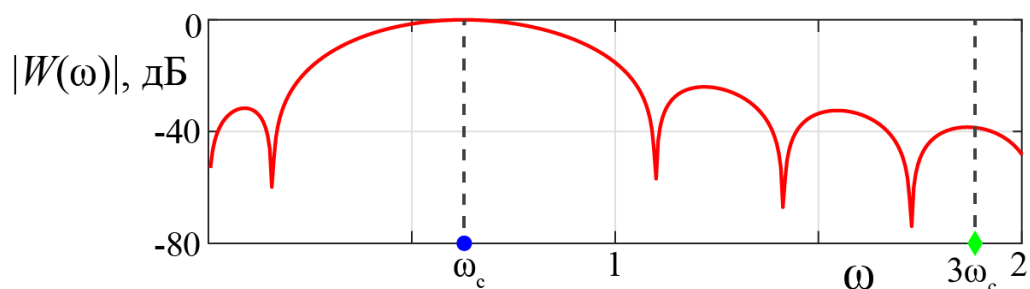


Рис.2. Нормированный спектр тональной посылки (5) с центральной частотой $f_c = 100$ кГц

Результаты сопоставления экспериментальных и расчетных напряжений $V_c(t)$, регистрируемых круглым пьезосенсором, расположенным на расстоянии $r = 200$ мм от источника колебаний, показаны на рис. 3 для различных центральных частот f_c .

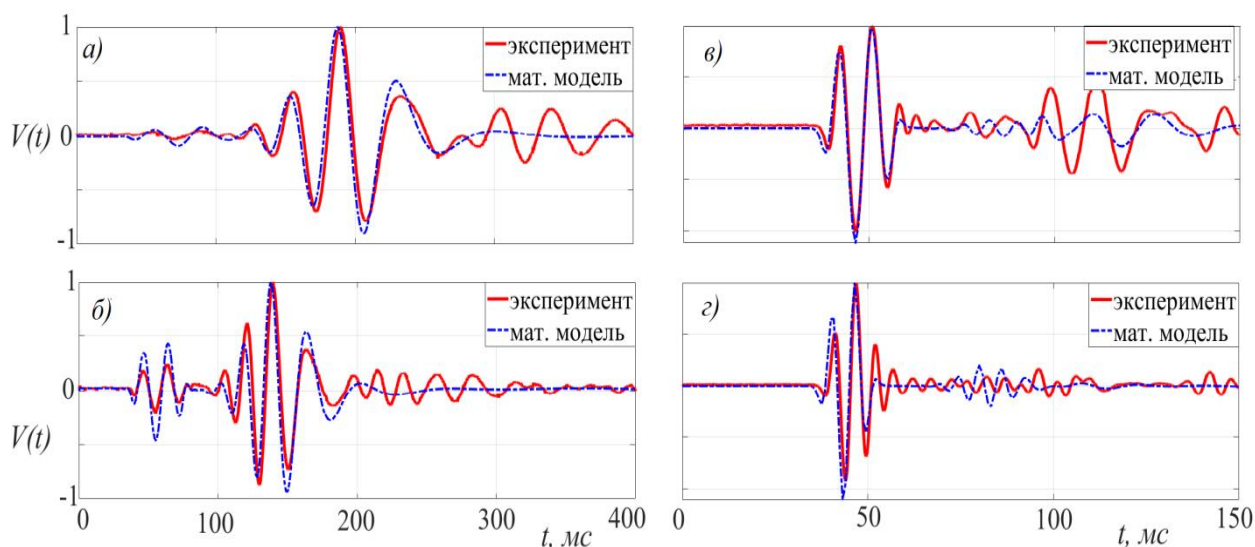


Рис.3. Нормированный нестационарный отклик пьезосенсора, полученный теоретически (красные линии) и экспериментально (синие линии); а) $f_c = 25$ кГц, б) $f_c = 50$ кГц, в) $f_c = 100$ кГц и г) $f_c = 150$ кГц

Из приведенных графиков видно, что в области низких частот наблюдается хорошая согласованность теоретических и экспериментальных значений $V_c(t)$ для симметричной S_0 и антисимметричной A_0 фундаментальных мод (как время прихода, так и соотношенность амплитуд соответствующих волновых пакетов). В то же время с ростом частоты для моды A_0 такого совпадения не наблюдается. Это объясняется наложением в окрестности сенсора сигналов, соответствующих переотраженным от краев пластины волновым пакетам моды S_0 , с модой A_0 .

Работа выполнена при поддержке Минобрнауки России (гос. задание № 9.1022.2017/4.6)

Литература

1. Глушков Е.В. Глушкова Н.В. Интегральные преобразования в задачах теории упругости, 1990. Краснодар: Кубан. гос. ун-т. 72 с.
2. Raghavan A., Cesnik E.S. Finite-dimensional piezoelectric transducer modeling for guided wave based structural health monitoring. Smart Mater. Struct. 2005. №14. Pp.1448-1461.
3. Glushkov, E.V., Glushkova N.V., Kvasha O.V., Lammering R. Selective Lamb mode excitation by piezoelectric coaxial ring actuators. Smart Mater. Struct. 2010. №19, 035018. 8 p.

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ АКУСТИЧЕСКОГО СИГНАЛА В ТОКОПРОВОДЯЩИХ МАТЕРИАЛАХ С ДЕФЕКТАМИ НА ЕГО ПОВЕРХНОСТИ¹

SPECIAL ASPECTS OF THE ACOUSTIC WAVE SHAPING IN CONDUCTORS WITH SURFACE DEFECTS

Федоренко¹ Р.В. – асп., инженер, Индейцев² Д.А. – д.ф.н, чл.-корр. РАН, проф.,
Кудрявцев¹ А.А. – асп., инженер

¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

²Институт проблем машиноведения РАН

Fedorenko_rv@spbstu.ru

Abstract. Progress in thermoacoustic material diagnostic methods shows the limitation of the Duhamel-Neumann's law in some cases of the laser excitation on conductors. Thermal expansion coefficient usually assumed linear, but it proves that it can grossly change its value in time. Taking into account the free electrons dynamics and its pressure on the material crystal lattice, we can describe some effects, shown in different experiments.

Key words: wave problems, thermoacoustic, diagnostic, Anderson electrons, numerical methods

Аннотация. Развитие методов термоакустической диагностики материалов указывает на ограниченность применения закона Дюгамеля-Неймана в ряде случаев при лазерном воздействии на токопроводящие материалы. Именно, обычно принимаемый постоянным коэффициент, линейного температурного расширения, может проявлять себя существенно изменяющимся во времени. Учет динамики свободных электронов и их давления на кристаллическую решетку материала позволяют описать некоторые эффекты, наблюдаемые в экспериментах.

Ключевые слова: волновые задачи, термоакустика, диагностика, электроны по Андерсону, численные методы.

Общей проблемой акустодиагностики материала является выделение из преломленной либо отраженных волн сигнала, содержащей параметры дефектов. Сильная дисперсия акустических волн, большие трудности в необходимом согласовании временных и пространственных параметров с параметрами кристаллической решетки и дефектов обычно весьма затрудняют процесс диагностирования [1].

В последние годы весьма интенсивно развивается метод термоакустического диагностирования материалов [1]. Источником формирования акустической волны, в этом случае, является тепловая "волна", как результат взаимодействия лазера с материалом. Экспериментальные исследования [2] указывают на то, что кроме макропараметров материала (модуль упругости и т.д.), на форму и содержание акустического импульса в большей степени влияют его теплофизические параметры (коэффициент линейного теплового расширения, коэффициент температурной проводимости и т.д.).

В свою очередь в работах [3] показано, что перечисленные выше параметры могут существенно зависеть от предварительно напряженного состояния, что делает акустический импульс еще более чувствительными к изменению структуры дефекта. Таким образом, формирование акустического сигнала в результате облучения лазером дефекта, оказывается существенно зависящим от его реологических и термодинамических параметров. Последнее выгодно отличает предложенный метод диагностирования от всех известных и заставляет по-новому взглянуть на характер взаимодействия.

Анализ решения обширного класса задач о взаимодействии тепловых и акустических волн, приведенный в обзоре [4], так, или иначе, содержит известное

¹Работа поддержана РФФ, грант № 15-19-00182

решение В.И. Даниловской [5]. И как результат, если не учитывать, как правило, эффект нелинейности, связанный с характером взаимодействия движущихся зарядов с кристаллической решеткой материала, то принципиального различия в форме распространения акустического сигнала в проводнике и изоляторе не существует.

Однако результаты экспериментальных исследований [2], указывают на существование более продолжительных во времени акустических импульсов, чем исходные тепловые (рис.1).

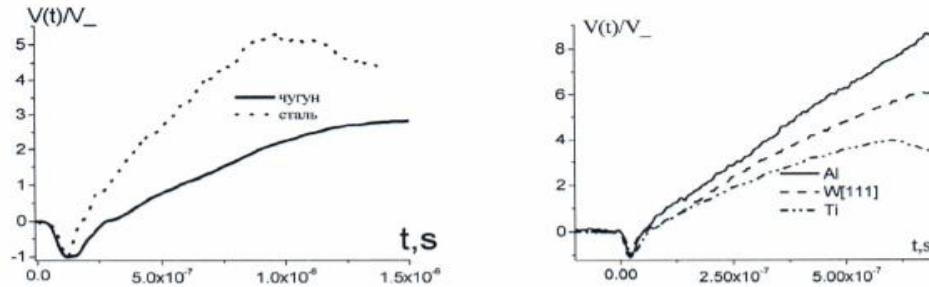


Рис.1. Нормированные упругие импульсы в металлах из экспериментов

Многочисленные теоретические работы, использующие классические зависимости компонентов шаровой части тензора Коши от температуры (закон Дюгамеля-Неймана) описать подобный феномен не в состоянии.

Двухкомпонентная модель материала проводника, учитывающая влияние динамики электронного газа и его температуры на решетку проводника, является обобщением известных классических моделей термомеханики. Основные уравнения, включающие в себя уравнения баланса импульса, внутренней энергии, а также баланса числа свободных электронов приведены в работах [6,7,8]. Особенно важным в такой постановке задачи является учет вновь образовавшихся электронов и связанных электронов по Андерсону [9]. Число последних определяется из уравнения баланса

$$\frac{\partial n_e^A}{\partial t} + \nabla \cdot (n_e^A \underline{v}_e^A) = J, \quad (1)$$

где J – источник, описывающий условия образования локализованных электронов в дефекте плотностью n_e^A , в общем случае зависящей от шаровой части тензора деформаций, температуры решетки, а также от параметров измененной структуры.

Дополнительное давление электронного газа, связанное с образованием нового типа электронов, равно p_e^A и определяется выражением

$$p_e^A = \frac{2}{5} n_e^A \varepsilon_f, \quad (2)$$

где ε_f – энергия Ферми электронной системы проводника.

Принимая расположение дефекта на поверхности проводника и учитывая в нем существование связанных электронов по Андерсону вследствие изменения его структуры, естественно ожидать, что в основной части материала проводника будет распространяться акустический импульс принципиально отличающийся от классического [2,5,9].

Для одномерного случая приведем решение задачи о распространении термоакустического импульса в токопроводящем материале с дефектом на его поверхности (рис. 2).

В области дефекта $x \in (0, h)$ основные уравнения имеют вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} -\frac{\partial p_e}{\partial x} = \rho_e \dot{v}_e + \rho_e^A \dot{v}_e^A; p_e = \frac{2}{5} (n_e + n_e^A) \varepsilon_f \\ \rho_e = m_e n_e, \rho_e^A = m_e n_e^A \\ \\ -\frac{\partial \sigma_i}{\partial x} = \rho_i \dot{v}_i; \sigma_i = E_i (\varepsilon_i - \alpha_i \theta_i) \\ \\ \lambda \theta_{i,xx} - \rho_i \gamma_i \dot{\theta}_i = 0; \lambda \theta_{i,x} |_{x=0} = W_0(t) \end{array} \right. \quad (3)$$

В области $x \in (h, \infty)$ концентрация связанных электронов равна 0, а уравнения (3) имеют тот же вид. Система дополняется условиями сопряжения на границе $x = h$ по тепловому потоку, напряжениям и перемещениям.

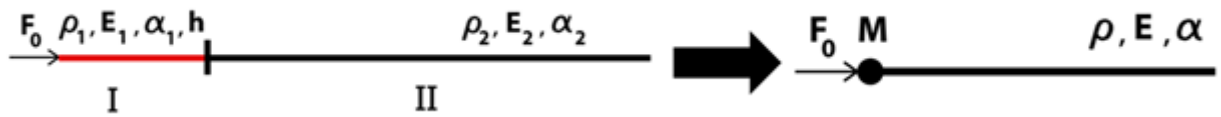


Рис.2. Приведенная постановка задачи

Выполнение процедуры осреднения по x с учетом малости размера дефекта позволяет получить окончательную систему уравнений для определения акустического импульса в области $x \in (h, \infty)$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \alpha \frac{\partial \theta}{\partial x} \\ \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} = \frac{M}{E} \ddot{u}_0 + \alpha \theta |_{x=0} - \frac{P_e}{E}, \\ u |_{x=0} = u_0 \\ u |_{x \rightarrow \infty} - \text{ограничено} \end{array} \right. \quad (4)$$

здесь u – искомые перемещения, c^2 – квадрат скорости звука в материале без дефекта, α – коэффициент температурного расширения материала без дефекта, M – масса дефекта, E – модуль Юнга материала, θ – функция температуры для материала без дефекта, полученная в результате решения задачи теплопроводности, под действием лазера.

Решение системы (4) имеет вид, представленный на рис.3. Главным отличием от классического вида импульса [5] является существование весьма протяженного участка волны деформаций. Схожее по характеру поведение сигнала наблюдается в ряде экспериментов (рис. 1) [2].

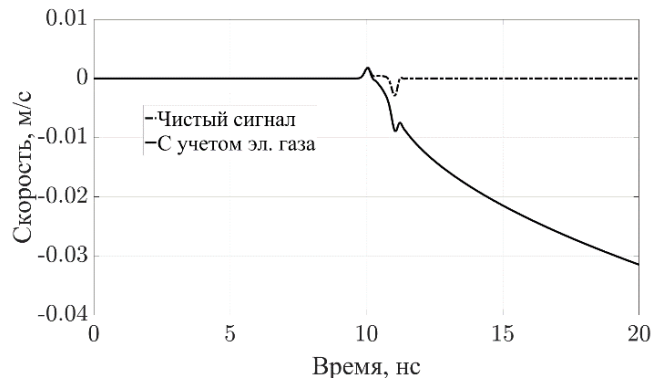


Рис. 3. Результат решения задач с учетом давления свободных электронов и без него

Ответственным за этот феномен является давление электронного газа (5), параметры которого существенно зависят от структуры дефекта [8]:

$$P_e(x, t) = \frac{2}{5} n_e \varepsilon_F = \frac{2}{5} \varepsilon_F B \int_0^t e^{-\frac{t-\xi}{\tau}} \cdot \theta_i(x, \xi) d\xi, \quad (5)$$

где ε_F – энергия Ферми, B – коэффициент, зависящий от энергетических параметров, $\theta_i(x, \xi)$ – функция температуры, τ – релаксационное время, отражающее эффект задержки нагрева решетки по отношению к нагреву электронного газа.

Таким образом, существенное изменение вида акустического импульса, порожденного тепловой частью излучения лазера, во взаимодействии со структурой дефекта может служить хорошей основой для развития термоакустических методов диагностики.

Работа поддержана РФФ, грант № 15-19-00182

Литература

1. Глазов А.Л., Морозов Н.Ф., Муратиков К.Л. Характер изменения фотоакустических сигналов внутри отпечатка Викакса в металлах при воздействии внешних напряжений на примерах стали и наномеди. ФТТ, 2016, том 58, вып. 9, 1679-1687.
2. Вовненко Н.В., Зимин Б.А., Судьенков Ю.В. Экспериментальные исследования термоупругих напряжений в тепло- и нетеплопроводящих твердых телах при субмикросекундных длительностях лазерного нагрева. Журнал технической физики, 2011, том 81, вып. 6.
3. Черняева Т.П., Грицина В.М., Михайлов Е.А., Остапов А.В. Корреляция между упругостью и другими свойствами циркония // Вопросы атомной науки и техники, 2009. № 4. С.206-217.
4. Итоги науки и техники. Механика деформируемого твердого тела. Т.22. М.: ВИНТИ, 1991.
5. Даниловская В.И. Об одной динамической задаче термоупругости. Прикл. мат. и мех., 1952, 16, №3, 342-344.
6. Индейцев Д.А., Наумов В.Н., Семенов Б.Н. Динамические эффекты в материалах со сложной структурой. Вестник СамГУ. Естественное научная серия. 2007, №4(54).
7. Ландау Л.Д., Лифшиц Е.М. Теоретическая физика. Т.5. Статистическая физика: Ч.1. 1976.
8. Морозов Н. Ф., Муратиков К.Л., Индейцев Д.А. и др. О новой модели влияния электронного газа на термоакустику проводников при лазерном воздействии. Физическая мезомеханика, 2018, 21, 6.
9. Cutler M., Mott N.F. Observation of Anderson localization in an electron gas // Phys. Rev. 1969. V.181. No.3. P.1336-1340. DOI: 10.1103/PhysRev.181.1336.

Секция № 8.
СТУДЕНЧЕСКАЯ СЕКЦИЯ

**РАСЧЕТНЫЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ МЕТОДЫ ОЦЕНКИ
КОНЦЕНТРАЦИИ НАПРЯЖЕНИЙ В УЗЛАХ КРЕПЛЕНИЯ**
*ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL METHODS FOR EVALUATION STRESS
CONCENTRATION IN ATTACHMENT POINT*

Арутюнова¹ А.С. – инженер, Полилов¹ А.Н. – д.т.н., профессор,

Жавыркин² В.В. – студент

¹ИМАШ РАН

²Московский политехнический университет

nasty99.90@mail.ru

Abstract. The article considers a flat specimen made of composite material deposited on a part of its side surface. The article presents calculations of stress concentration factors close to grips by the simplified model of shear analysis. The dependence of the strength on the modules ratio, on the thickness of the specimen, on the lengths of the grip and of the working part is investigated.

Keywords: flat specimen, stress concentration factor, unidirectional reinforced plastic.

Аннотация. В статье рассмотрен плоский образец из композитного материала, нагруженный касательными напряжениями, приложенными по захватной части его боковой поверхности. В статье приведены расчеты коэффициента концентрации напряжений вблизи захватов по упрощенной модели сдвигового анализа. Исследованы зависимости реализации прочности от отношения модулей упругости материала и от геометрических параметров образца.

Ключевые слова: плоский образец, коэффициент концентрации напряжений, однонаправленно армированный пластик.

Композиты нашли широкое применение в авиационной и ракетно-космической технике в связи с их высокой прочностью и низким удельным весом. Применение композитов позволяет решить три основные задачи: снижение эксплуатационных расходов, улучшение технических характеристик и их служебных свойств. Труднее всего в эксперименте определить прочность вдоль волокон однонаправленно армированного пластика. Основная проблема заключается в сложности равномерного нагружения гладкого образца по всему его поперечному сечению и по длине. Вызвано это тем, что любой вид закрепления приводит к созданию концентрации напряжений. Для получения надежных результатов на прямоугольных образцах необходимо снижать и как-то учитывать влияние на реализацию прочности концентрации напряжений вблизи захватов.

1. В статье рассмотрены зависимости эффективного коэффициента концентрации напряжений (коэффициента снижения прочности) от различных параметров. Композитный образец на растяжение имеет вид полосы, нагруженной касательными напряжениями по боковой поверхности в зоне захватов. Для полимерных волокнистых композитов стандартизированы образцы в виде прямоугольных полосок. Рассматривается полоса из слоистого композита с чередующимися слоями волокон и матрицы (нижние индексы f и m , соответственно). Длина полосы $2l$, толщина – $2h$, ширина – w , на части боковой поверхности длиной a приложены равномерно распределенные касательные напряжения с интенсивностью τ_0 .



Рис.1. Образец из углепластика после растяжения. Разрыв в захватах

Наибольшая концентрация напряжений, а, следовательно, и разрыв происходят у края захватов. Для оценки коэффициента снижения прочности необходимо сравнить предел прочности гладкого образца с некоторым напряжением, усредненным по слою толщиной δ . Аналитическое исследование проведено в программном комплексе Mathcad. Получены зависимости эффективного коэффициента концентрации напряжений K_σ от характерного размера материала δ . В статье принимаются следующие обозначения: нагрузка – P , ширина – w , длина захватов – a , толщина половины образца – h , длина половины образца – l , модуль Юнга – E_c , модуль сдвига – G_c . Параметры образца для построения зависимостей: $P=80000$ Н, $w=15$ мм, $a=56$ мм, $L=125$ мм, $E_c=142$ ГПа, $G_c=30$ ГПа, $\delta=0.5; 0.3; 0.15$.

$$\begin{aligned}
 K_\sigma &= \frac{\sigma_{eff}(\delta)}{\bar{\sigma}} = \frac{1}{\delta \bar{\sigma}} \int_{h-\delta}^h \sigma^* dy \\
 &= -\frac{\sigma_0}{\bar{\sigma}} \\
 &+ \frac{2\tau_0 L}{\pi^2 \delta \bar{\sigma}} \sum_{n=1}^{\infty} \left\{ \frac{1}{n^2} \cos \frac{\pi n(L-a)}{L} \left[1 \right. \right. \\
 &\quad \left. \left. - \frac{\sinh(\pi n(h-\delta)/\beta L)}{\sinh(\pi n h/\beta L)} \right] \left[\cos\left(\pi n \frac{L-a}{L}\right) - \cos \pi n \right] \right\}
 \end{aligned} \tag{1}$$

Проанализировав эту зависимость, можно сделать вывод, что эффективный коэффициент концентрации напряжений снижается с увеличением характерного размера материала и увеличивается с ростом толщины образца, а, следовательно, реализация прочности снижается. Приводится сравнение двух материалов углепластика и стеклопластика. Волокна в выбранных материалах располагаются однонаправленно. Параметры для сравнения коэффициента снижения прочности для различных материалов: стеклопластик ($E_c=56$ ГПа, $G_c=5$ ГПа) и углепластик ($E_c=142$ ГПа, $G_c=30$ ГПа).

$$\beta = \sqrt{\frac{G_c}{E_c}} \tag{2}$$

Коэффициент снижения прочности растет с уменьшением модуля сдвига композита и с уменьшением длины захватов, что проиллюстрировано на рис.2.

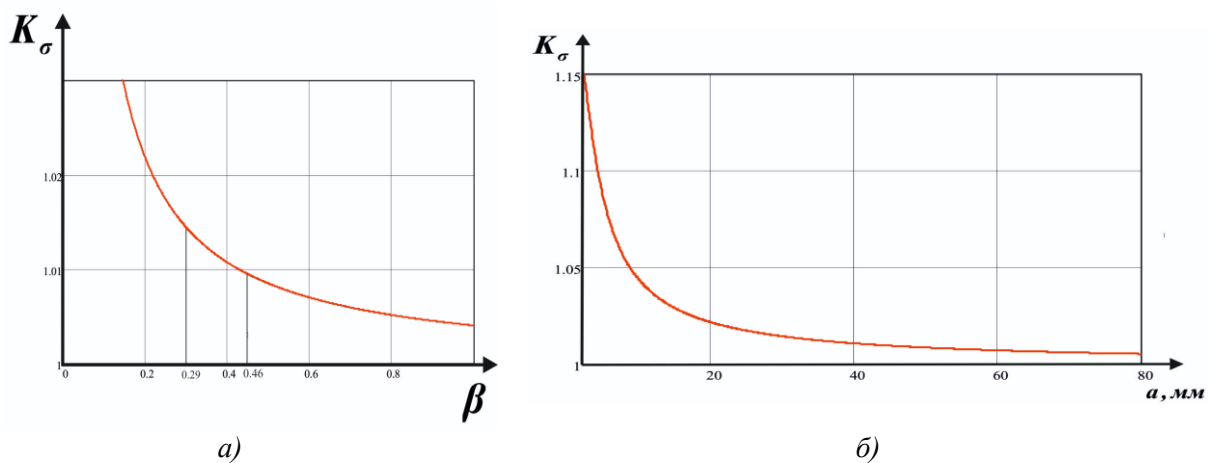


Рис.2. Зависимость эффективного коэффициента концентрации напряжений от корня из отношения модулей материала β (а) и от длины захватов a (б)

2. Для уменьшения концентрации напряжений при проведении испытания предлагается новый способ закрепления образца, представленный на рис. 3-5. Метод закрепления в шип с небольшим конусом может позволить более равномерно распределить напряжения по толщине материала. Для соблюдения равнопрочности конструкции ширину зоны закрепления необходимо увеличить примерно на 30%. После подготовки образца остаются каждые два слоя армирования и один слой матрицы.

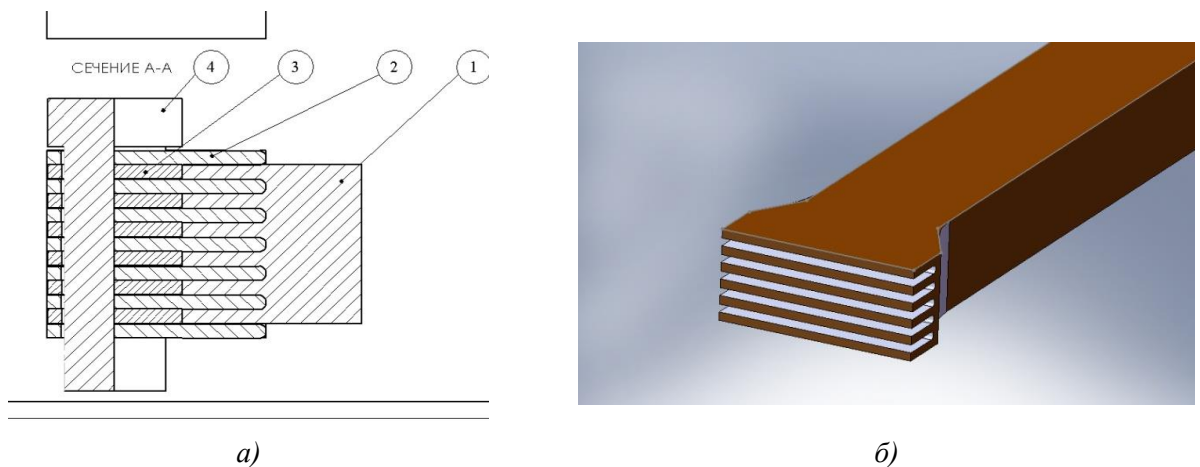


Рис.3. Схема закрепления- (а): 1-образец, 2-захват, 3- вставка, 4- крепёжный элемент. (б): Внешний вид образца для испытания

Образец с пазами в концевой области закрепляется в захвате, состоящем из набора пластин. Их может быть – две наружные и одна, три – внутренние. Между пластинами находятся вставки, толщина которых соответствует толщине слоев образца между пазами. Пазы могут изготавливаться механически, но лучше – путем введения тефлоновой пленки при изготовлении образцов, которая исключает связь между слоями. Вся конструкция захватов сжимается внешними крепежными болтами, которые в качестве предварительного примера на рис. 4 показаны как внутренние болты, проходящие через отверстия в образце, что нежелательно.

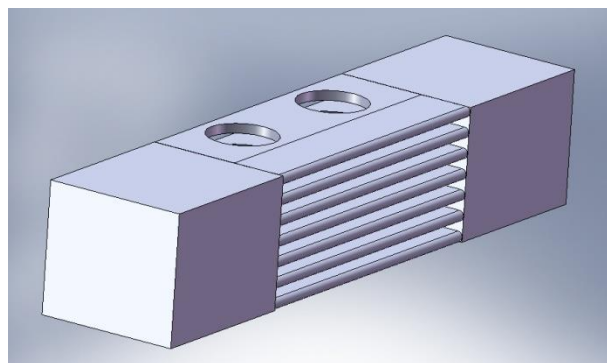


Рис.4. Конструкция захвата

При начальной толщине конусных пластин около 0.9 мм уменьшение толщины должно составлять около 0.05 мм. Эти пластины с двух сторон закрепляются в несущих блоках, к которым прикладывается нагрузка от захватов испытательной машины. Общий вид предложенной конструкции захвата в сборе показан на рис. 5. Пластины и вставки сжимаются болтами со значительным усилием натяга.

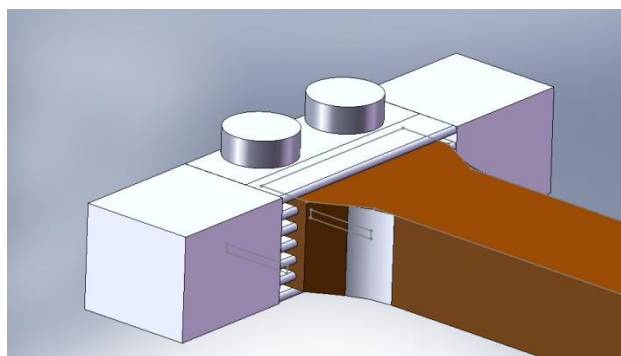


Рис.5. Внешний вид образца с захватами в сборе

Выводы

Простейшие аналитические оценки показывают, что увеличение поверхностей, по которым прикладываются касательные усилия, удерживающие образец в захвате, позволит повысить максимальную растягивающую нагрузку, которую выдержит образец.

Увеличение длины зажимаемой части образца способствует снижению концентрации напряжений около захватов, а увеличение толщины приводит к обратному эффекту: концентрация напряжений около захватов возрастает.

В приведенных на рис. 3-5 схемах предлагается только концепция захвата. Требуется детальный расчет толщины и числа пластин захватов, габаритов крепежных элементов и требуемых усилий в болтах. Также потребуются расчет распределения напряжений в предложенном типе образцов. Отдельные вопросы связаны с технологией изготовления и размерами пазов.

Литература

1. Полилов А.Н. Экспериментальная механика композитов. М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2015 г. - 376 с.
2. ГОСТ Р 56785-2015 Композиты полимерные. Метод испытания на растяжение плоских образцов.
3. Алфутов Н.А., Зиновьев П.А., Попов Б.Г. Расчет многослойных пластин и оболочек из композиционных материалов. М.: Машиностроение, 1984.- 446 с.

**ВЛИЯНИЕ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ОТВЕРСТИЙ НА
ПРОЧНОСТЬ ВОЛОКНИСТЫХ КОМПОЗИТОВ**
*HOLES MANUFACTURING TECHNOLOGY INFLUENCE ON THE STRENGTH
OF FIBROUS COMPOSITES*

Ахмедшин¹ Э.Х.– студент, Татусь² Н.А., Полилов² А.Н.

¹Московский политехнический университет

²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The article describes the study of the holes effect on the bearing capacity of unidirectional composite samples. A comparison of the finite element calculation of the plates with holes made in various ways with experimental data is carried out. Good convergence of the results is shown.

Keywords: Fiber composites, unidirectional specimen, fibers laid around the hole

Аннотация. Статья посвящена описанию исследования влияния отверстий на несущую способность однонаправленных композитных образцов. Проведено сравнение конечно-элементного расчета пластин с отверстиями, выполненными различными способами с экспериментальными данными. Показана хорошая сходимость полученных результатов.

Ключевые слова: Волокнистые композиты, однонаправленный образец, обтекание отверстия волокнами.

Основные причины, сдерживающие применение полимерных волокнистых композитов (типа стекло—, углепластиков), связаны с проектированием и изготовлением мест крепления. Действительно, за миллионы лет работы с древесиной человечество придумало лишь гвозди, шурупы, клеи, шипы, но всё это недостаточно эффективно для силовых соединений. Единственные удачные решения – это крепление ручки кувалды, молотка, топора к топорщику, и, быть может, оглобли к хомуту в конской упряжи. Ни в одном этом соединении отверстия не предусмотрены. Композитные же панели по—прежнему соединяют с помощью заклепок через просверленные отверстия, перерезающие волокна. Существует множество попыток уменьшить диаметры заклепок, заменив их «гвоздями», «иглами», проволокой, вводимыми в тканые композиты до пропитки смолой и полимеризации, не разрушая, а раздвигая волокна. Пока это выглядит наиболее перспективным направлением, но излишне трудоемким. Клеевые соединения в слоеных пластинах оказываются малоэффективны из-за низких межслойных жесткости и прочности. Это – как пытаться разорвать книжку, приклеив (прочно!) захваты к обложке, но, не склеив страницы. Совершенно иной путь подсказывает Природа (bio-inspired method) на примере крепления ветви к стволу. Можно сломать ветку, но невозможно оторвать её от ствола.

Цель данной работы изучить влияние отверстий на несущую способность композитных однонаправленных образцов. Сравнить результаты МКЭ расчета с данными, полученными в эксперименте.

Постановка задачи для конечно-элементного расчета:

Расчёт пластин проводился в программном комплексе ANSYS Workbench, свойства пластины и направление армирования задавались с помощью постпроцессора ANSYS Composite PrepPost.

Композитные пластины, 135x20 мм, растягиваются под действием распределенной нагрузкой разной интенсивностью.

В первом случае пластина представляет собой 20 слоёв, стекловолокна толщиной 0,1 мм с углом армирования 0° (рис. 1,а). Значение распределённой нагрузки $q = 32090/20 = 1604,2$ Н/мм. Объёмная доля волокон $\mu = 0,66$.

Во втором пластина также представляет собой 20 слоёв, стекловолокна толщиной 0,1 мм, с углом армирования 0° (рис.1,б). В центре пластины отверстие диаметром 10 мм. Значение распределённой нагрузки $q = 8520/20 = 426$ Н/мм. Объёмная доля волокон $\mu = 0,66$.

В третьем случае пластина также представляет собой 20 слоёв, стекловолокна толщиной 0,1 мм, направление армирования меняется в районе отверстия (криволинейное армирование, имитирующее проколотое отверстие на этапе формования образца) (рис.1,в). В центре пластины отверстие диаметром 10 мм. Значение распределённой нагрузки $q = 25200/20 = 1260$ Н/мм. Объёмная доля волокон $\mu = 0,68$.

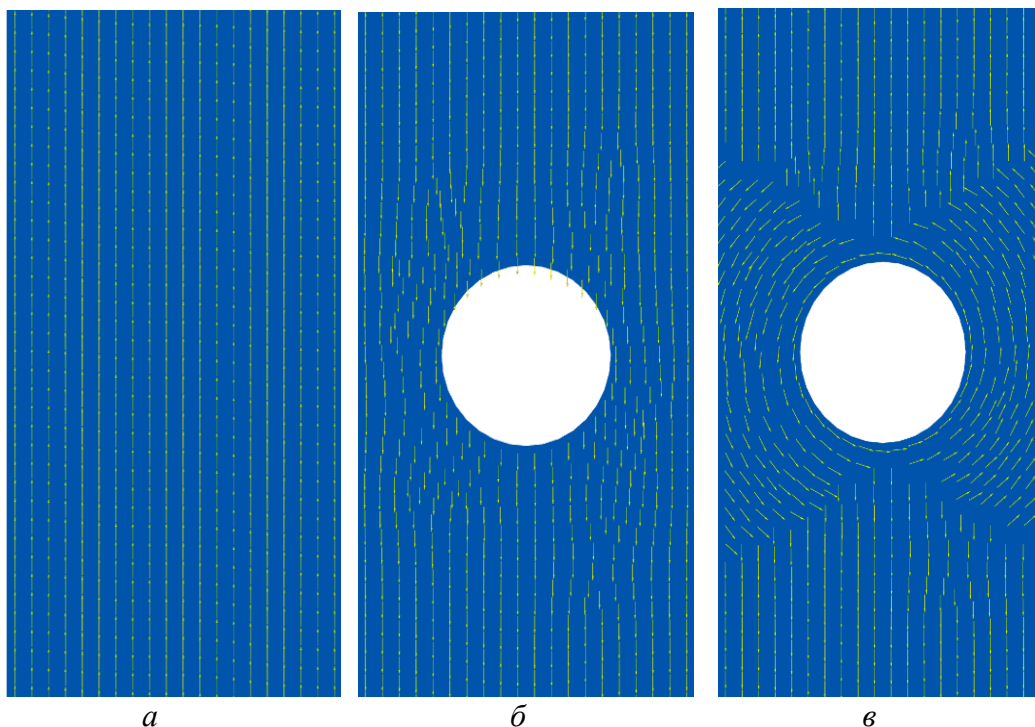


Рис. 1. Направление армирования: гладкая пластина угол армирования 0° (а), пластина с отверстием, угол армирования 0° (б), пластина с отверстием, криволинейное армирование (в)

В таблице приведены свойства материала (стеклопластик) используемый при расчётах.

Табл.1

Характеристика	Значение
E_1 , ГПа	50
E_2 , ГПа	8
ν_{12}	0,3
G_{12} , ГПа	5

Криволинейное армирование моделировалось за счёт создания новой системы координат, которая учитывает изменение геометрий (рис 2)

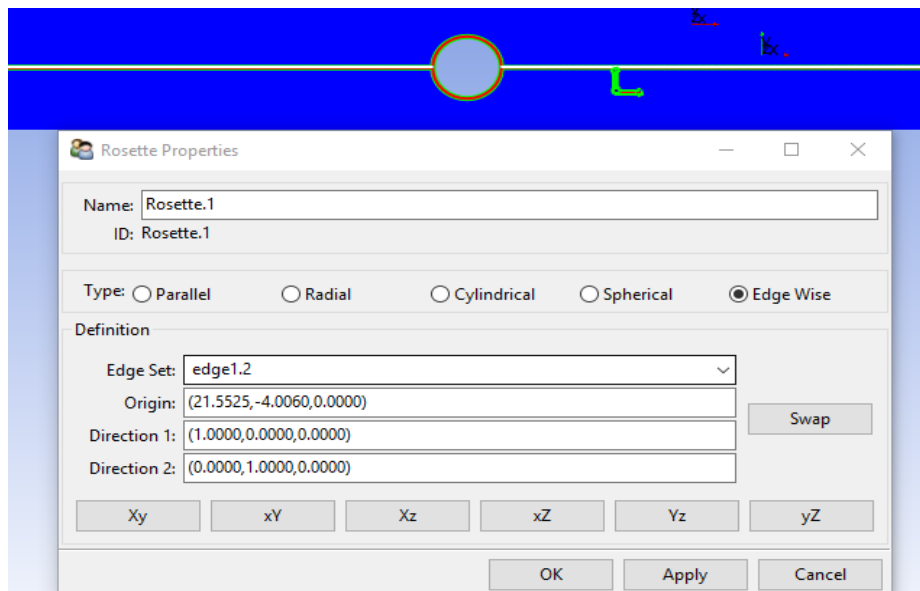


Рис. 2. Система координат

Граничные Условия

Все 3 пластины с левого края закреплены по всем осям, по всей площади пластин запрещены перемещения в направлении оси z, к правому краю приложена распределённая нагрузка (рис. 3).

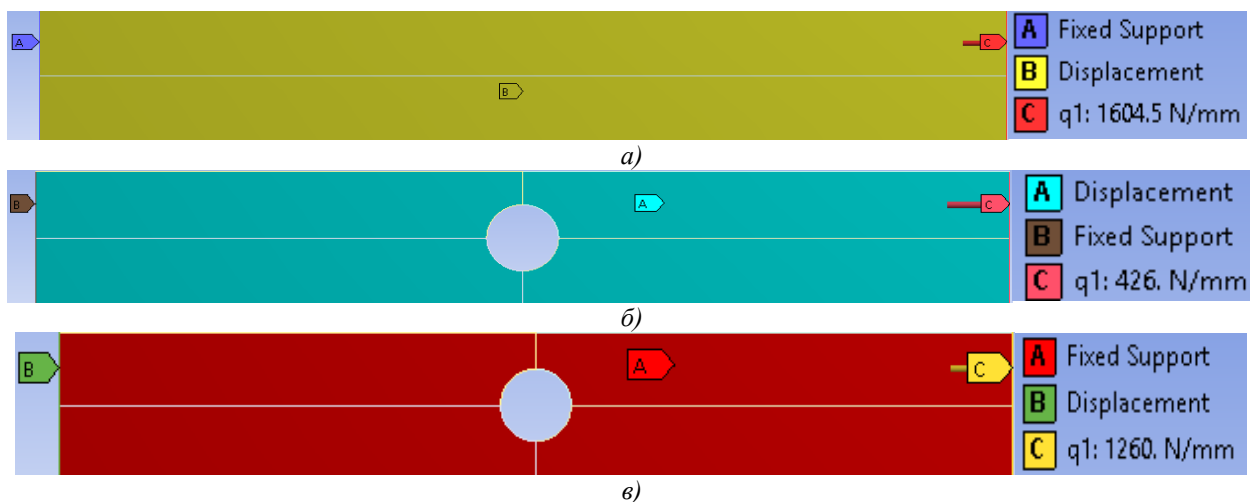
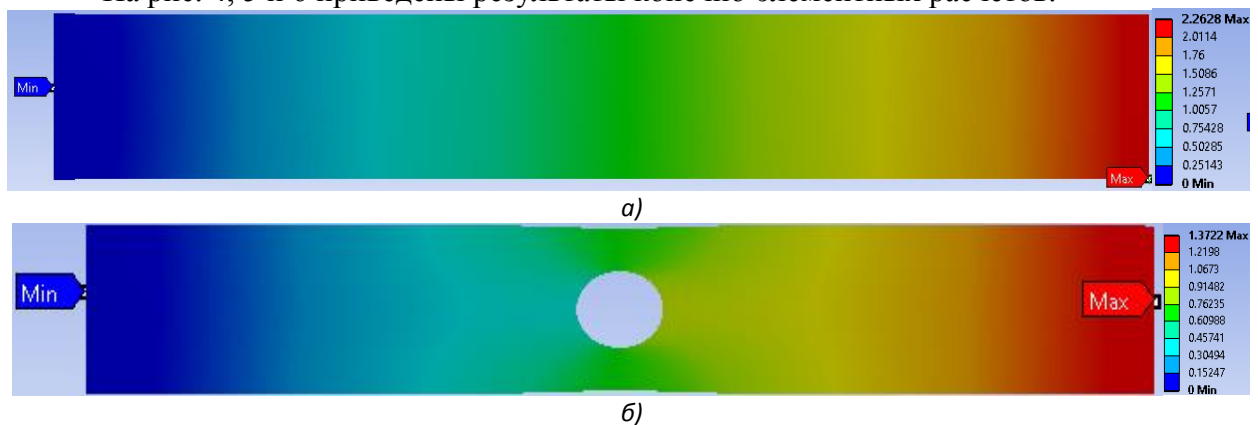


Рис. 3. Граничные условия: гладкая пластина (а), пластина с углом армирования 0° (б), пластина с криволинейным армированием (в)

Результаты расчета

На рис. 4, 5 и 6 приведены результаты конечно-элементных расчетов.



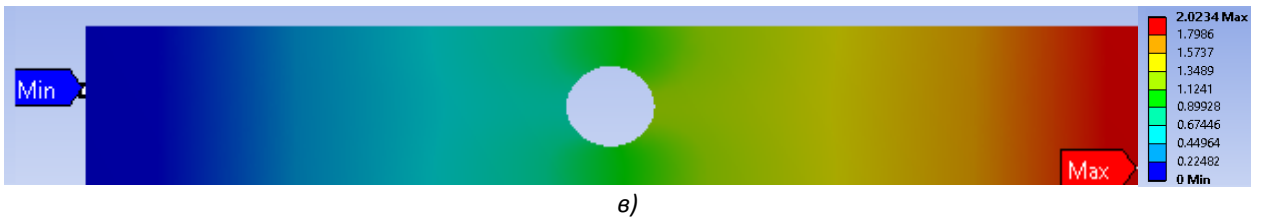


Рис. 4. Деформация (мм): гладкая пластина (а), пластина с углом армирования 0° (б), пластина с криволинейным армированием (в)

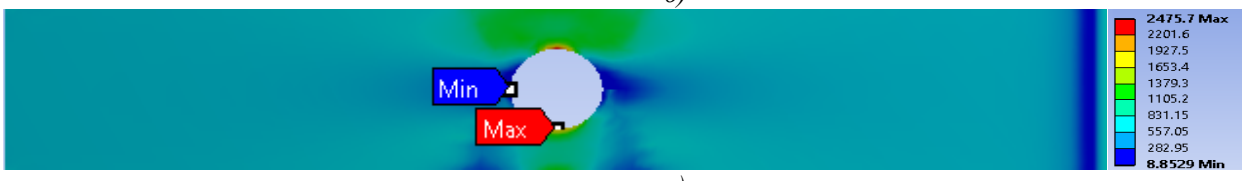
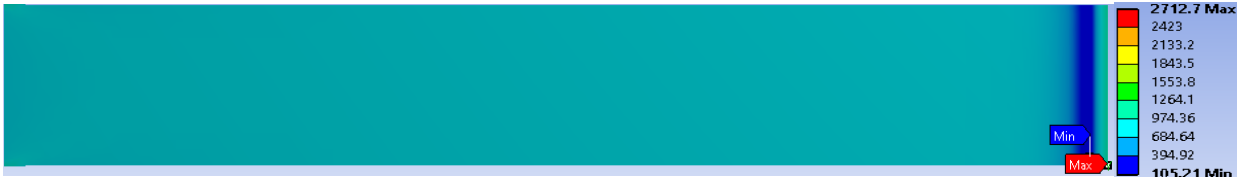


Рис. 4. Напряжения по Мизесу (МПа): гладкая пластина (а), пластина с углом армирования 0° (б), пластина с криволинейным армированием (в)

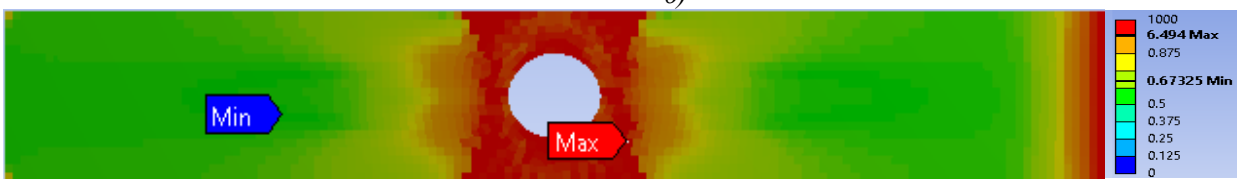
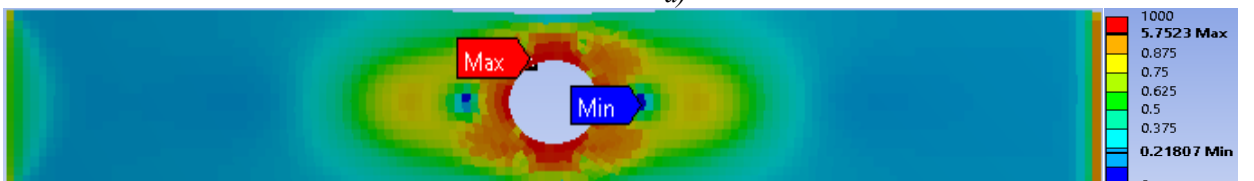
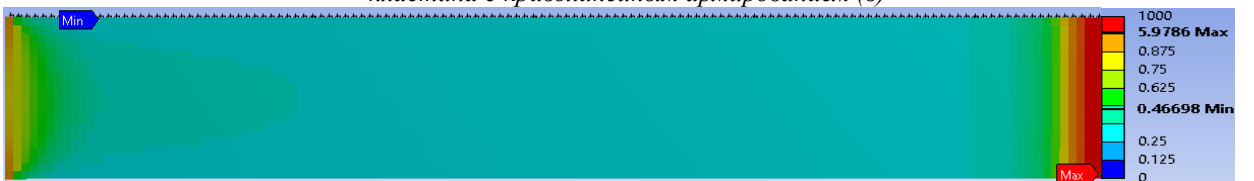


Рис. 4. Критерий разрушения Цзя-Ву: гладкая пластина (а), пластина с углом армирования 0° (б), пластина с криволинейным армированием (в)

Анализ результатов.

Исходя из полученных данных (рис. 4), были посчитаны критические нагрузки для пластин с отверстиями.

Критическая нагрузка определяется по формуле:

$$q_{кр} = \frac{q}{\xi_{i max}} \quad (1)$$

где ξ_i^{max} – максимальное значение нагрузки по критерию Цая—Ву.

q – значение распределённой нагрузки из условий.

Критическая нагрузка гладкой пластины равна $q_{кр1} = \frac{1604,5}{5,98} = 268,31$ Н/мм

Критическая нагрузка пластины с углом армирования 0° равна $q_{кр2} = \frac{426}{5,75} = 85,76$ Н/мм

Критическая нагрузка пластины с криволинейным армированием равна $q_{кр3} = \frac{1260}{6,49} = 194,14$ Н/мм.

Табл.2

Вид	Пластина № 1	Пластина № 2	Пластина № 3
Деформация, мм	2,26	1,37	2,02
Напряжения, МПа	2 713	2 180	2 476
Критерий Цая-Ву	5,98	5,75	6,49
Критическая нагрузка, Н	36 222	9 711	25 447

Проведение эксперимента

Для проведения эксперимента были изготовлены образцы 3 типов: плоский (без отверстия), с рассверленным отверстием, с проколотым отверстием (волокна располагаются вокруг отверстия). Геометрические размеры испытуемых образцов соответствуют изображенным на рис. 1. Результаты испытаний приведены на рис. 3. и в таблице 3.

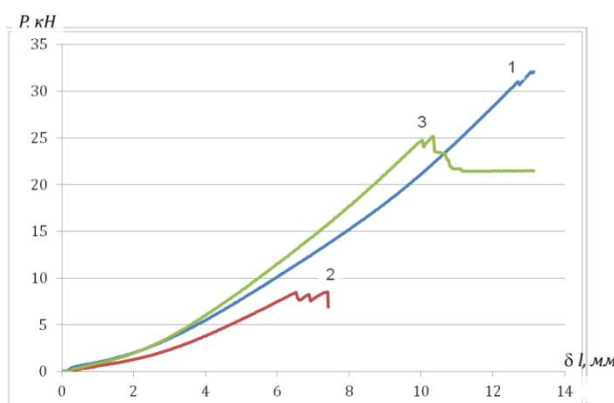


Рис. 3. Диаграмма нагрузка-перемещение для плоских образцов разных типов: 1- тип 1, 2 –тип 2, 3 – тип 3

Табл.3

Типы плоских образцов	Тип 1	Тип 2	Тип 3	$\frac{P_{max}^{3test}}{P_{max}^{2test}}$	$\frac{P_{max}^{2sol}}{P_{max}^{1sol}}$
Максимальная нагрузка расчет, P_{max}^{itest} , Н	36 222	9 711	25 447		
Максимальная нагрузка эксперимент, P_{max}^{itest} , Н	32 090	8 520	25 200		
Максимальная нагрузка в % от предельной нагрузки для гладких образцов	100	27	79	2.96	3.12

Отношение несущей способности (максимальной нагрузки) образцов с отверстиями, выполненными по различным технологиям: программном комплексе ANSYS примерно 3,1 раза, а при анализе результатов, полученных после испытаний в 2,5 раза.

Вывод

Стандартными методами конечно-элементной программы ANSYS возможно рассчитывать несущую способность образцов с криволинейной укладкой волокон с допустимой точностью.

УСТРОЙСТВО ДЛЯ НАМОТКИ РЕБРА КОМПОЗИТНОЙ АРМАТУРЫ

MACHINE FOR WINDING A RIB ONTO GLASS FIBER ROD

Беккер М.В. – асп., Рокотов Н.В. – д.т.н., проф.

Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и дизайна

mash@sutd.ru

Abstract. The article presents a new machine for winding a rib onto glass fiber rod. The machine allows increasing the productivity of the production line, decreasing the amount of waste from production and decreasing the noise and vibration. Article shows key parameters of the machine. A patent protects the machine.

Key words: glass fiber rod, winding machine, 3D model of a machine, winding.

Аннотация. В статье представлена новая конструкция устройства для намотки ребра композитной арматуры. Конструкция позволяет увеличить производительность линии, снизить издержки на производство, уменьшить шум и вибрацию. Приведен расчет основных параметров устройства. Конструкция защищена патентом.

Ключевые слова: композитная арматура, устройство обмотки жгута, 3Д модель устройства, намотка.

Линия для производства композитной арматуры (КА) состоит из нескольких блоков представленных на рис. 1.

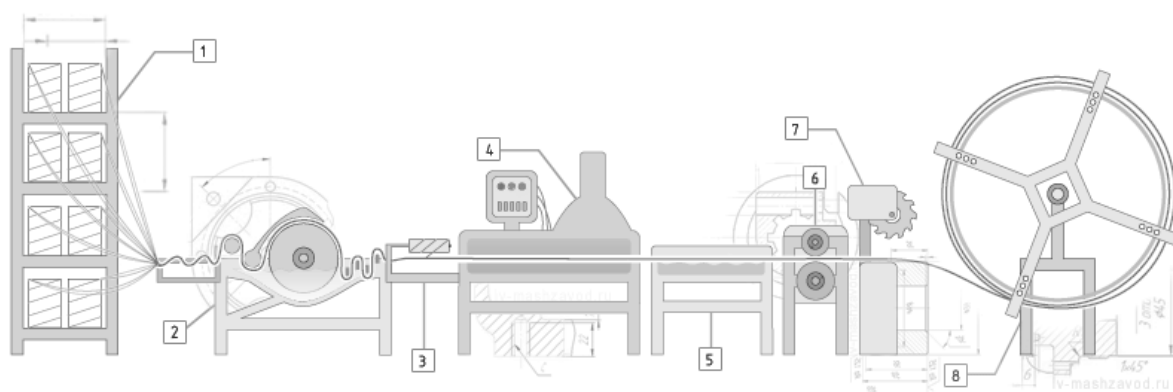


Рис. 1. Производственная линия КА: 1-шпулярник, 2-узел нанесения смолы, 3-узел намотки ребра КА, 4-камера полимеризации, 5-камера охлаждения, 6-протяжка, 7-пила, 8-бухтователь

С нескольких паковок на шпулярнике 1 стекловолоконный ровинг (СР) поступает в узел нанесения двухкомпонентной эпоксидной смолы 2. После нанесения смолы излишки ее отжимаются и нити СР поступают в следующий узел. Узел 3 собирает нити СР в единый пучок и обматывает их отдельной нитью СР, которая образует спираль вокруг пучка, и, тем самым, формирует ребро КА. После этого КА поступает в камеру полимеризации 4. Затем она поступает в камеру охлаждения 5 и попадает в механизм для протяжки арматуры 6. Пила 7 отрезает необходимую длину. Бухтователь 8 сматывает готовую КА в бухты для удобства складирования и транспортировки.

В линии для производства КА узел намотки ребра напрямую влияет на производительность, безопасность и качество производственного процесса. Длина нити СР на паковках в шпулярнике в 6 раз больше чем на паковках, которые используются для намотки ребра на арматуру, при этом при намотке спирали потребляется больше нити. При замене паковок, для намотки ребра КА, необходимо остановить линию, поменять

паковку, протянуть нить СР и заново запустить линию. В то время как меняется паковка, в камере для полимеризации перегревается КА, которую необходимо протянуть и затем утилизировать. Из-за частых остановок требуется дополнительно затрачивать время на постоянные замены катушки, холостой прогрев камеры (затраты на электроэнергию). Объем паковки для намотки ребра КА также определяет максимальную длину готовой КА. Паковка для намотки ребра КА установлена параллельно пучку СР на определенном расстоянии, что приводит к существенному дисбалансу системы изменяющемуся, в зависимости от объема нити СР на паковке. Дисбаланс системы приводит к шуму, вибрации и к повышенному износу подвижных элементов. Для устранения этих недостатков была предложена конструкция, представленная на рис. 2 (а, б).

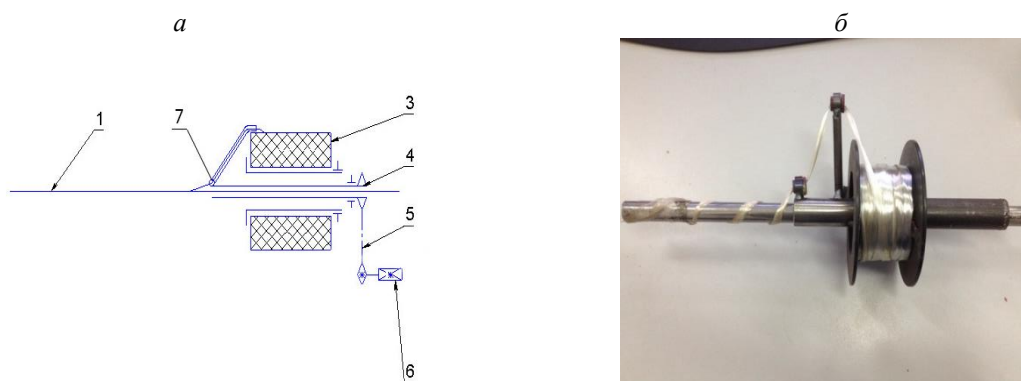


Рис. 2. Кинематическая схема (а) и макет узла намотки (б) с соосно установленной паковкой

1-композитная арматура, 2-комплексная нить, 3-паковка, 4-раскладчик, 5-цепная передача, 6-электродвигатель, 7-поводок

Двигатель 6 передает вращательное движение посредством цепной передачи 5, на раскладчик 4, который при вращении тянет и раскладывает нить поводком 7 на поверхность жгута 1 и, в то же время, тянет за собой паковку 3 с нитью СР.

Для оценки работоспособности данного варианта был разработан макет, представленный на рис. 2 (б). Исследования, проведенные с использованием макета рис. 2,б, показали, что устройство раскладывает нить, потребляя ее с паковки ровно столько, сколько необходимо. Большим преимуществом этого варианта является легкость регулировки шага ребра КА в широком диапазоне. На рис. 3 представлена 3Д модель выбранного варианта с соосно установленными раскладчиком и паковкой.

Устройство, представленное на рис. 3, обладает следующими положительными свойствами: уменьшились издержки производства из-за того, что вся длина нити стандартной паковки перемотана на рабочую паковку, что значительно снизило количество остановок. Уменьшилось количество пережжённой арматуры в печи. Снизилось количество затраченной электроэнергии на непроизводительный прогрев печи. Так как время безостановочной работы машины стало значительно больше, уменьшились трудозатраты персонала, что позволяет сократить количество рабочих. За счет снижения остановок и простоев оборудования, значительно увеличилась производительность всей машины, что позволило производить больше композитной арматуры.

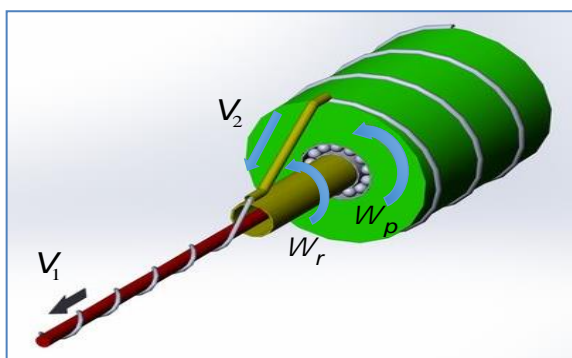


Рис.3. 3D-схема намотывания ребра КА

V_1 - скорость движения жгута, V_2 - скорость подачи нити с паковки, ω_r - угловая скорость раскладчика, ω_p - угловая скорость паковки.

Другим положительным результатом является значительное увеличение максимальной длины готовой продукции. Используя всю длину стандартной паковки, удалось добиться длины готового изделия до двух тысяч метров. Это в свою очередь привело к значительному увеличению количества заказчиков и расширению рынка.

Еще одним положительным качеством установки является уменьшение ее шума и вибрации. Из-за того, что все элементы, которые присутствуют в установке, расположены соосно друг относительно друга, узел отлично сбалансирован. Даже изменяющийся вес катушки меняется равномерно, и ее центр тяжести максимально приближен к оси вращения во время работы. Благодаря тому, что дисбаланс системы минимален, это значительно снижает шум и вибрацию. Устройство спиральной намотки технологической линии для производства композитной арматуры состоит из двух одинаковых узлов спиральной намотки как показано на рис. 4. На рис. 4 представлено схематичное решение устройства спиральной намотки технологической линии для производства композитной арматуры.

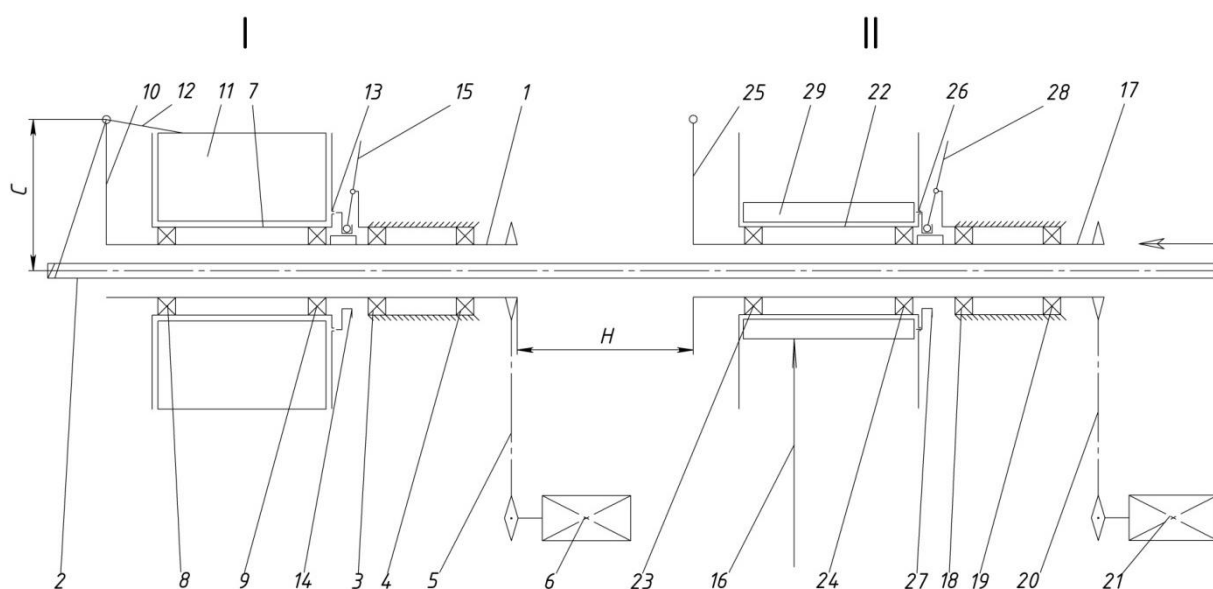


Рис. 4. Схема узла намотки ребра КА: 1, 17-основная труба, 2 – жгут, 3, 4 18,19 - подшипники для основной трубы, 5,20 - механическая передача, 6,21-двигатели, 7, 22-катушки, 8,9 23,24-подшипники для катушки с обмоточным жгутом, 10, 25-нитеводители с глазком, 11, 29- паковки обмоточного жгута, 12- обмоточный жгут,13,26- полушары, жестко соединенные с катушкой, 14,27-полушары, соединенные с основной трубой 1,17 шпоночным соединением с возможностью осевого перемещения вдоль оси основной трубы 1,17. 15,28- переключатели, 16- подача обмотки жгута на катушку

Работа каждого из двух узлов спиральной намотки технологической линии для производства композитной арматуры включает 3 режима, а цикл работы устройства протекает в 4 стадии. Подробно состав и работа устройства изложена в [1].

В процессе работы устройства жгут 2 движется внутри основной трубы 1(17) с постоянной скоростью V , а основная труба 1(17) вращается вместе с закрепленным на ней нитеводителем с глазком 10(25) с угловой скоростью ω .

Обмоточный жгут 12 обматывается вокруг движущегося жгута 2, образуя на его поверхности спираль, которая характеризуется диаметром спирали d , шагом витков спирали h и углом подъема витков спирали α . Диаметр спирали d равен диаметру жгута

2. Шаг витков h получают из соотношения $h = V \frac{2\pi}{\omega}$, где ω - угловая скорость вращения основной трубы 1(17), рад/сек.

Угол подъема витков спирали α определяют из выражения $\alpha = \arctg\left(\frac{h}{\pi d}\right)$.

Таким образом, изменяя соотношения между V и ω , можно получить значения шага витков спирали h или для заданных значений V (из технологических требований) и h (исходя из требований к композитной арматуре) получить необходимую угловую скорость вращения основной трубы 1(17): $\omega = V \frac{2\pi}{h}$.

Обмоточный жгут 12, обматываясь вокруг жгута 2, движется через глазок нитеводителя 10(25) со скоростью $V_{жс}$, которая определяется сложением продольной

скорости и окружной скорости обмоточного жгута $V_{жс} = \sqrt{V^2 + \left(\omega \frac{d}{2}\right)^2}$,

где $V_{жс}$ - скорость потребления обмоточного жгута, мм/сек.

Обмоточный жгут 12 проходя через глазок нитеводителя 10(25) со скоростью $V_{жс}$ увлекает за собой паковку 11(29) с катушкой 7(22) и сообщает ей дополнительную

угловую скорость относительно основной трубы 1(17): $\omega_{дон} = \frac{V_{жс}}{R}$

где $\omega_{дон}$ - угловая скорость катушки 7(22) с паковкой 11(29) относительно основной трубы 1(17), рад/сек, $V_{жс}$ - скорость потребления жгута, мм/сек, R - радиус паковки 11(29), мм

Таким образом, полная угловая скорость катушки 7(22) с паковкой 11(29) составит:

$$\omega_{нак} = \omega + \omega_{дон}$$

где $\omega_{нак}$ - угловая скорость катушки 7(22) с паковкой 11(29), рад/сек

В технологической линии при изготовлении композитной арматуры после прохождения пучка СР через формовочный узел, последний поступает в узел спиральной намотки с постоянной скоростью.

В результате проведенной работы была подготовлена заявка и получен патент Российской Федерации на изобретение [1].

Литература

1. Пат. 2636061 Российская Федерация: Устройство спиральной намотки технологической линии для производства композитной арматуры (патент) МПК¹⁰ E04C5/07/ Беккер М.В., Рокотов Н.В., Темников О.Ю. заявитель и патентообладатель Гетунов А.Н. – № 2016120471; заявл. 25.05.16; опубл.: 20.05.2017, Бюл. № 32.

СИСТЕМА СТАБИЛИЗАЦИИ ДВИЖЕНИЯ ГЕОФИЗИЧЕСКОЙ РАКЕТЫ В ВЕРТИКАЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ДЛЯ ЦЕЛИ ТОЧНОГО ИЗМЕРЕНИЯ

*THE SYSTEM OF MOVEMENT STABILIZATION GEOPHYSICAL MISSILE IN
THE VERTICAL PLANE FOR THE PURPOSE OF ACCURATE MEASUREMENT*

Веркнер А.С. – магистрант, **Гурьянова Е.О.** – старший преподаватель.

Российский технологический университет (МИРЭА), Институт кибернетики, кафедра
автоматических систем, г. Москва

aleksverk@mail.ru

Abstract. The paper presents a system of stabilization of geophysical rocket motion in the vertical plane. The stabilization system is one of the main systems included in the onboard information and control system of a geophysical missile. The model uses kinematic relations reflecting continuous changes in pitch, yaw and roll angles, expressed by the equations of dynamics and kinematics. A computer model of geophysical missile dynamics was developed and verified. The model is implemented in the environment of dynamic simulation *SimInTech*.

Key words: geophysical missile, On-Board information and control system, computer model in *SimInTech*, Euler angles, pitch stabilization.

Аннотация. В работе представлена система стабилизации движения геофизической ракеты (ГР) в вертикальной плоскости для цели точного измерения. Система стабилизации является одной из основных систем, входящих в бортовую информационно-управляющую систему (БИУС) ГР. В модели используются кинематические соотношения, отражающие непрерывные изменения углов тангажа, рысканья и крена, выраженные с помощью уравнений динамики и кинематики. Была разработана и верифицирована компьютерная модель стабилизации движения ГР в вертикальной плоскости. Модель реализована в среде динамического моделирования *SimInTech*.

Ключевые слова: ГР, БИУС, компьютерная модель в *SimInTech*, углы Эйлера, стабилизация по тангажу.

Введение

Целью работы является исследование и реализация системы стабилизации движения ГР в вертикальной плоскости. Предметом исследования являются алгоритмы управления динамикой ГР в режиме стабилизации по углам Эйлера. Актуальность работы связана с совершенствованием маневров ГР в том числе алгоритмов огибания препятствий. Практическая значимость заключается в том, что большая часть испытаний проводится в виртуальном режиме и на стендах, а для этого необходимы компьютерные модели, которые легко масштабировать и параметризовать.

Система стабилизации в БИУС ГР

Автопилот (Рис.1.) осуществляет управление центром масс ГР, а также стабилизацию ГР относительно центра масс вокруг трех связанных осей ракеты по каналам рысканья (ψ), тангажа (θ) и крена (Φ). [1]

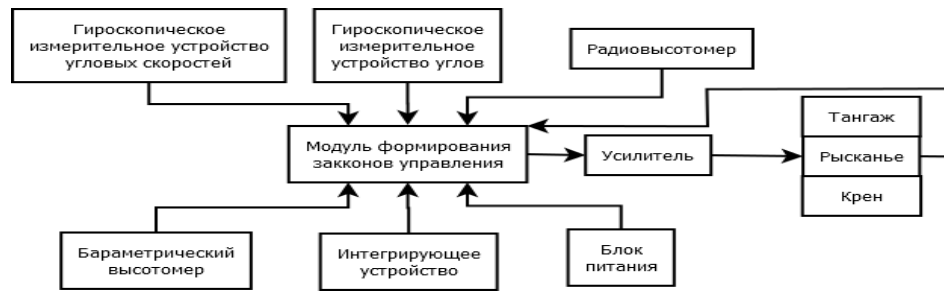


Рис.1. Функциональная блок-схема автопилота ГР

Математическая модель описана уравнениями кинематики и динамики ГР, которые были выведены с помощью уравнений Эйлера, второго закона Ньютона и кинематических преобразований.

В модели были приняты следующие допущения: силы сопротивления, влияющие на динамику ракеты, аэродинамические и тяговые моменты, моменты инерции, тяговая сила двигателя представлены в виде постоянных значений.

Уравнения Эйлера

$$\begin{aligned} \frac{dp}{dt} &= I_1^{-1} [(I_2 - I_3)qr + m_{B1}] \\ \frac{dq}{dt} &= I_2^{-1} [(I_3 - I_1)pr + m_{B2}], \\ \frac{dr}{dt} &= I_3^{-1} [(I_1 - I_2)pq + m_{B3}] \end{aligned}$$

где p, q, r – угловые скорости по осям X, Y, Z ; I_1, I_2, I_3 – моменты инерции; m_{B1}, m_{B2}, m_{B3} – аэродинамические и тяговые моменты.

Матрица кватернионов

$$\begin{pmatrix} \dot{q}_0 \\ \dot{q}_1 \\ \dot{q}_2 \\ \dot{q}_3 \end{pmatrix} = \frac{1}{2} \begin{pmatrix} 0 & -p & -q & -r \\ p & 0 & r & -q \\ q & -r & 0 & p \\ r & q & -p & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} q_0 \\ q_1 \\ q_2 \\ q_3 \end{pmatrix},$$

где q_0, q_1, q_2, q_3 – кватернионные элементы.

Уравнения углов Эйлера

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\psi) &= \frac{2(q_1q_2 + q_0q_3)}{q_0^2 - q_1^2 - q_2^2 - q_3^2} \\ \sin(\theta) &= -2(q_1q_3 + q_0q_2), \\ \operatorname{tg}(\varphi) &= \frac{2(q_2q_3 + q_0q_1)}{q_0^2 - q_1^2 - q_2^2 - q_3^2} \end{aligned}$$

где ψ, θ, φ – угол тангажа, крена и рысканья; q_0, q_1, q_2, q_3 – кватернионные элементы. [2]

Компьютерная модель кинематических и динамических уравнений ГР

Компьютерное моделирование кинематических и динамических уравнений ГР выполнено в среде динамического моделирования *SimInTech*.

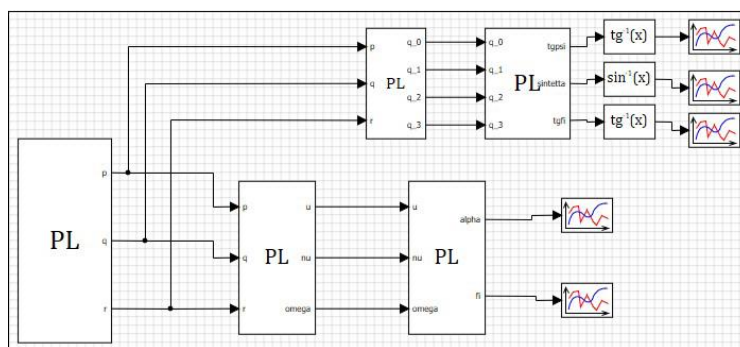


Рис.2. Компьютерная модель кинематических и динамических уравнений ГР

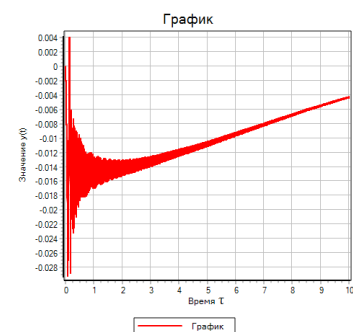


Рис. 3. Зависимость угла тангажа от времени движения ГР

Зависимость угла тангажа от времени движения ГР (Рис. 3) является графическим представлением уравнений математической модели. Компьютерная модель кинематических и динамических уравнений ГР (Рис. 2) универсальна и может быть использована для задачи стабилизации по углам тангажа, крена и рысканья. Для управления стабилизацией по углу тангажа компьютерную модель (Рис. 2) необходимо преобразовать и упростить.

Функциональная схема системы стабилизации ГР в вертикальной плоскости

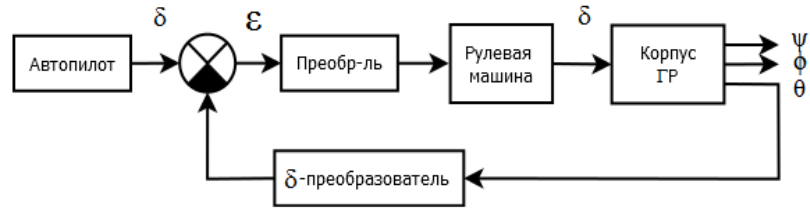


Рис. 4. Функциональная схема системы стабилизации ГР по углу тангажа

Компьютерная модель системы стабилизации ГР в вертикальной плоскости

В компьютерную модель кинематических и динамических уравнений ГР (Рис. 2) было добавлено управляющее воздействие в виде тягового момента m_{B2} . Так как компьютерная модель является многосвязной и нелинейной, угловые скорости p и r были приняты в виде постоянных значений, что значительно упростило компьютерную модель. В обратную связь модели так же добавлен преобразователь, осуществляющий связь угла тангажа и тягового момента. В результате преобразований образовалась компьютерная модель системы стабилизации ГР в вертикальной плоскости (Рис.5).

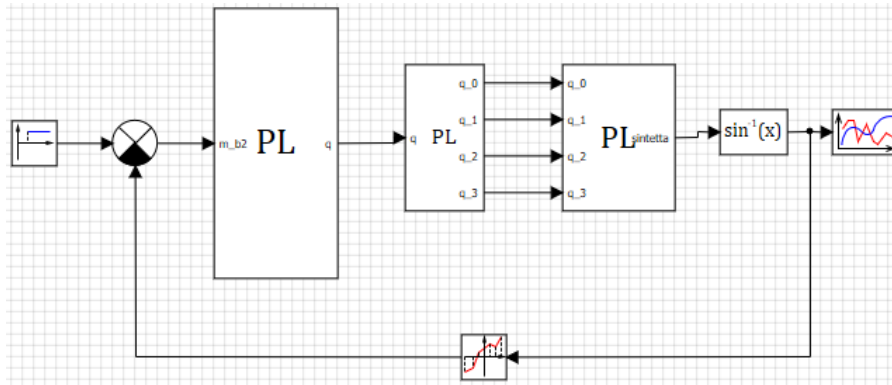


Рис.5. Компьютерная модель системы стабилизации ГР по углу тангажа

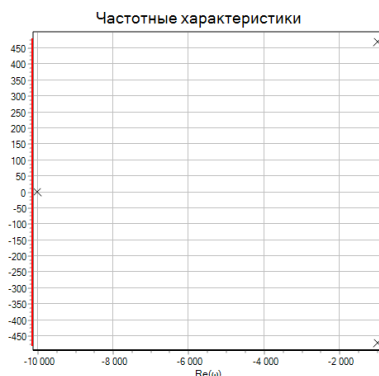


Рис. 6. Полюса системы стабилизации ГР по углу тангажа

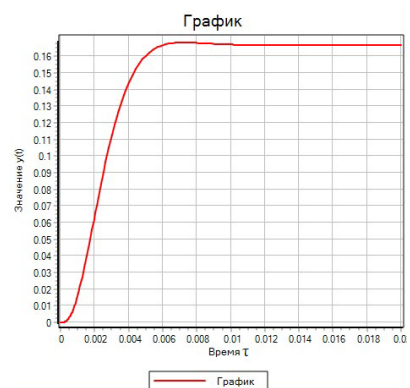


Рис. 7. Переходная характеристика системы стабилизации ГР по углу тангажа

Из рисунка (Рис. 6), на котором изображены полюса системы, видно, что система устойчива, так как все корни находятся в отрицательной полуплоскости. По переходной характеристике системы (Рис. 7) произведена оценка качества системы. Время переходного процесса составляет $t_{\text{пп}}=0.006 \tau$, величина перерегулирования $\sigma=1,5\%$. [3]

Компьютерная модель системы стабилизации движения ГР в вертикальной плоскости с непрерывным регулятором

Для улучшения характеристик системы из всех видов непрерывных регуляторов, был выбран пропорционально-интегрально-дифференциальный (ПИД)-регулятор. Настройка параметров ПИД-регулятора производилась с помощью компьютерной оптимизации *SimInTech*.

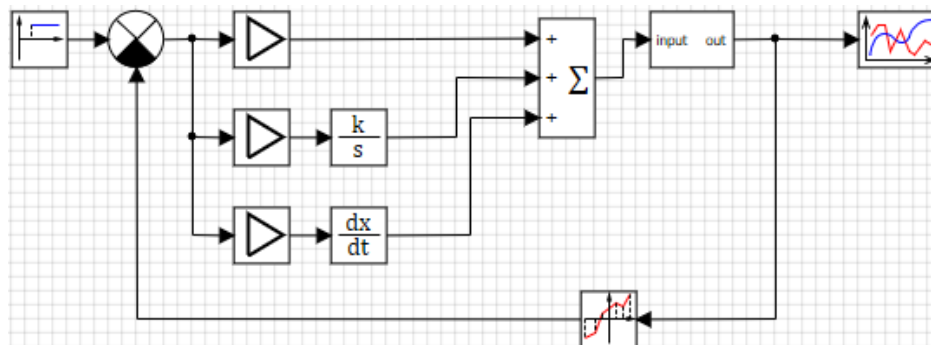


Рис. 8. Компьютерная модель системы стабилизации ГР по углу тангажа для реализации ПИД-закона управления

Коэффициенты ПИД-закона управления, рассчитанные с помощью программной оптимизации равны, КП = 2,40069; КИ = 12,8; КД = 0,01125.

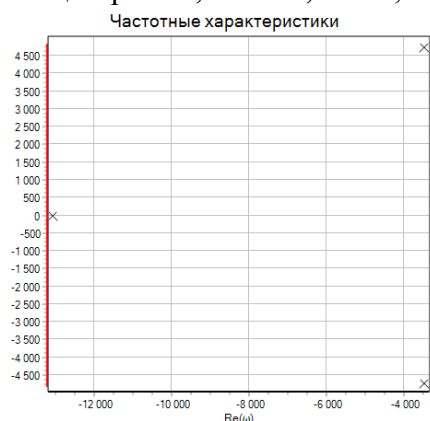


Рис. 9. Полуса системы стабилизации ГР по углу тангажа с ПИД- регулятором

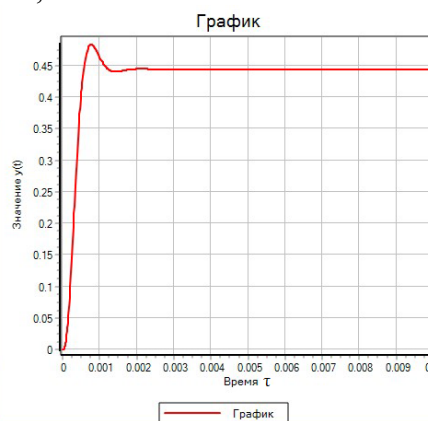


Рис. 10. Переходная характеристика системы, реализующая ПИД-закон управления

Из рисунка (Рис.9), на котором изображены полюса системы с ПИД-законом управления, видно, что система устойчива. По переходной характеристике системы (Рис. 10) произведена оценка качества системы. Время переходного процесса $t_{пп}=0,0015 \tau$., величина перерегулирования $\sigma=8,6\%$. По результатам компьютерного моделирования время переходного процесса системы с использованием непрерывного регулятора уменьшилось в 4 раза.

Заключение

Была теоретически исследована система управления высотой полета геофизической ракеты класса «МР-12». Была описана математическая модель движения ракеты, как объекта управления. Основные параметры приведены из открытых источников информации на примере геофизической ракеты «МР-12». В среде динамического моделирования *SimInTech* проведено компьютерное моделирование системы стабилизации геофизической ракеты в вертикальной плоскости. Для улучшения характеристик модели был проведен синтез непрерывного регулятора для задачи стабилизации движения ракеты по углу тангажа, выполнено компьютерное

моделирование системы стабилизации движения геофизической ракеты в вертикальной плоскости с непрерывным регулятором.

Литература

1. Туманов А.В., Зуев А.Г., Суханов Э.Д., Методы телеуправления и самонаведения в системах управления крылатыми ракетами: Учеб. пособие / Под ред. К.А. Пупкова. -М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. - 122 с.: ил.
2. Peter H. Zipfel Modeling and Simulation of Aerospace Vehicle Dynamics. - Second Edition. - University of Florida Gainesville, Florida: EDUCATION SERIES, 2007. - 599 p.
3. Awad Ahmed, Wang Haoping Roll-pitch-yaw autopilot design for nonlinear time varying missile using partial state observer based 6 global fast terminal sliding mode control // Chinese Journal of Aeronautics. - 2016.
4. Краснов Н. Ф., Кошевой В. Н., Данилов А. Н., Захарченко В. Ф., Аэродинамика ракет / Под ред. проф. Краснова Н. Ф. М.: Высшая школа, 1968. - 774 с.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ МЕХАТРОННОГО УЗЛА
РЕКОНФИГУРИРУЕМОЙ МОДУЛЬНОЙ ПАНЕЛИ**
*SIMULATION OF MECHATRONIC UNIT OF RECONFIGURABLE MODULAR
PANEL*

Ветлицын¹ М.Ю. – студент, **Ивченко¹ А.В.** – инженер, **Шаронов^{1,2} Н.Г.** – к.т.н., доцент,
Макаров¹ А.М. – к.т.н., доцент

¹ Волгоградский государственный технический университет

² Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники,

Университет Иннополис, г. Иннополис

mikhail.vetlitsyn@mail.ru

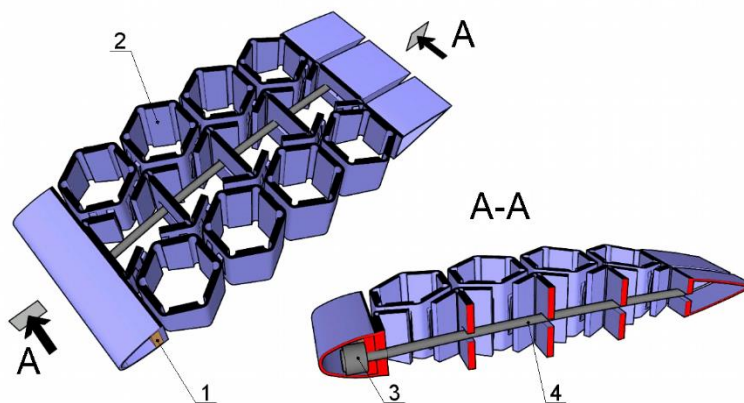
Abstract. The results of modeling and prototyping of the reconfigurable modular panel of the adaptive wing layout are considered. The design and modeling methods are described. Some results of modeling are presented and recommendations on design improvement are offered.

Key words: adaptive wing, modeling, configurable structure.

Аннотация. Рассматриваются результаты моделирования и прототипирования реконфигурируемой модульной панели макета адаптивного крыла. Описана конструкция и методы моделирования. Представлены некоторые результаты моделирования и предложены рекомендации по доработке конструкции.

Ключевые слова: адаптивное крыло, моделирование, конфигурируемая структура.

Аэродинамические характеристики летательных аппаратов в значительной степени определяются геометрией крыла, площадью его поверхности и профилем. Для улучшения характеристик, в том числе в различных режимах (например, взлета и посадки), используется механизация крыла, в том числе является актуальной задача разработки «адаптивной» части крыла [1-3]. Рассматриваются результаты моделирования и прототипирования макета адаптивного крыла, выполненного в виде реконфигурируемой модульной панели [4-5] (рис. 1-2).



1-лонжерон; 2-гексагональная ячейка; 3-электромеханический привод; 4-рычаг

Рис. 1. Мехатронный модуль реконфигурируемой модульной панели

Для исследования модели адаптивного крыла была построена [5] трехмерная модель сборки изделия в формате *.asm и *.sldasm, в программе SolidWorks [6]. Управление исследуемой моделью осуществляется посредством мехатронного узла обеспечивающего: заданный угол между элементами в структуре адаптивного крыла; согласованное управление моделью; возможность изменения геометрии крыла с учетом аэродинамических и технологических требований. Различные варианты мехатронного

узла рассмотрены и предложены в [4], в работе исследуется вариант с сотовой структурой и криволинейным валом.

Рассматривается реконфигурируемая панель макета крыла, включающая два мехатронных узла (рис. 2). В составе сборки: конструкционные сегменты 1 (шестигранные, хвостовые, связанные с криволинейными валами); связи 2; несущие профили 3; начальные элементы крыла 4; два привода 5.

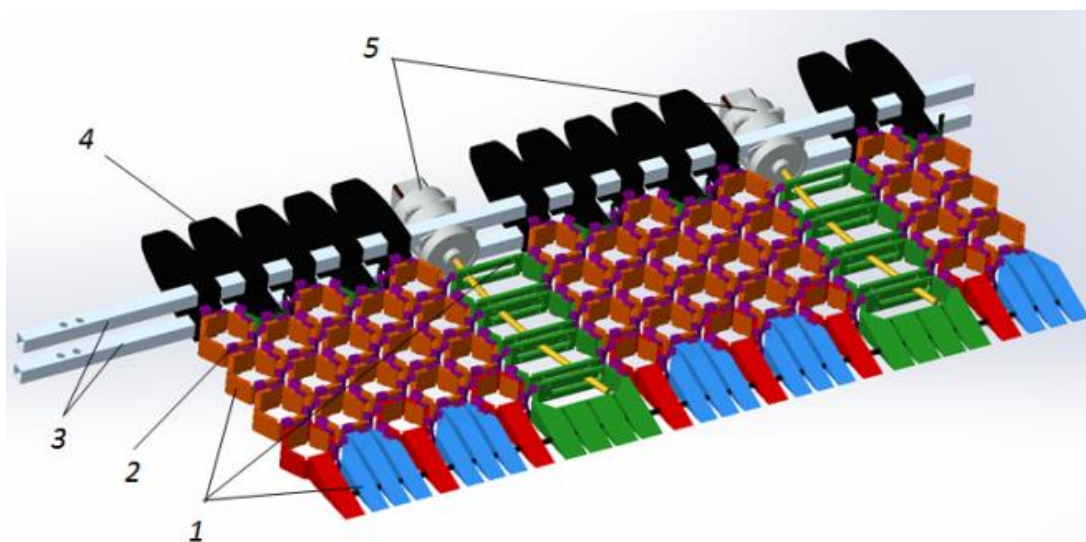


Рис. 2. Мехатронный модуль и реконфигурируемая модульная панель

В качестве базовых (неподвижных) компонентов заданы несущие профили 3, к ним жестко привязаны начальные элементы 4 и приводы 5. К элементам 5 также жестко привязываются связи 2 и сегменты 1. Криволинейные валы приводов 5 привязаны с помощью сопряжений «расстояние» и «концентричность», что обеспечивает возможность их вращения. Конструкционные материалы определены в соответствии с базой данных программы. Пластиковым компонентам макета крыла был назначен пластик ABS, металлическим компонентам: несущим профилям – алюминий, валам привода – латунь. Основные свойства материалов представлены в таблице 1.

Табл. 1. Характеристики использованных в модели материалов

Свойства	Значения		
	Пластик ABS	Сплав 1060	Латунь
Модуль упругости	$2 \cdot 10^9 \text{ Н/м}^2$	$6,9 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$	$1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$
Коэффициент Пуассона	0,394	0,33	0,33
Модуль сдвига	318900000 Н/м^2	$2,7 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$	$3,7 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$
Массовая плотность	1020 кг/м^3	2700 кг/м^3	8500 кг/м^3
Предел прочности при растяжении	$3 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$	68935600 Н/м^2	478413000 Н/м^2

Для моделирования динамики полученной модели задается соответствующий закон движения двигателя криволинейного вала, ограниченный максимальным углом поворота вала (45 градусов). Исследования движения выполнено за время симуляции (8с) в течение которых привод выполняет несколько поворотов вала на 45 градусов. Проверена возможность независимого поворота приводов.

При несогласованном повороте двигателей различных мехатронных узлов наблюдается существенное разнесение концевых элементов в середине крыла, что вызывает деформацию материала сегментов, связей и обшивки. Градиенты перемещений представлены на рисунке 3. В статическом режиме исследование модели проверены

напряжения, и деформации элементов крыла без внешних нагрузок и под действием силы тяжести.

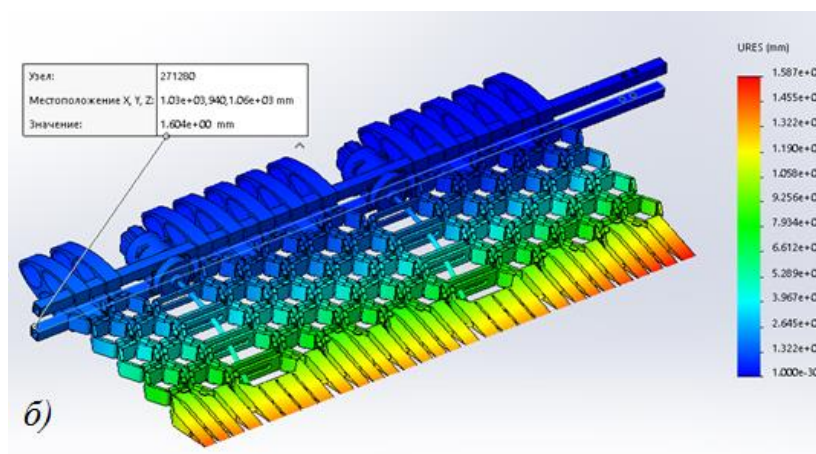


Рис. 3. Градиенты перемещений

Из полученных данных видно, что собственные напряжения в конструкции незначительные, под действием силы тяжести наибольшую нагрузку испытывает несущий профиль непосредственно вблизи крепления, а также валы приводов. Прогиб несущего профиля без внешних нагрузок составил 1.6 мм.

Произведённое исследование позволило установить следующие особенности конструкции: при движении сборки наблюдается эффект «дрожания»; величина деформаций связей по сравнению с деформацией сотового заполнителя позволяет рассматривать связи как упругие элементы, соединяющие сотоводобные твердые тела (элементы структуры).

Литература

1. Исследования по совершенствованию аэродинамики взлетно-посадочной механизации крыла пассажирского самолета / Брагин Н. Н. и др. // Ученые записки ЦАГИ. 2013. №4. С. 1-14.
2. Barbarino, S., Bilgen, O., Ajaj, R. M., Friswell, M. I., & Inman, D. J. (2011). A review of morphing aircraft. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 22(9), 823-877.
3. Губский В.В. Применение адаптивной механизации крыла на легком транспортном самолете // Труды МАИ. 2013. № 68. С. 6.
4. Ивченко А.В. Реконфигурируемый ячеистый заполнитель адаптивного крыла на основе сетевого объединения шарниров со скрытыми топологическими поверхностями. / «Изобретатель» №8-9(224-225), 2018г., стр. 41-44.
5. Моделирование взаимодействия элементов автоматизированных панелей с изменяемой пространственной формой / А.В. Ивченко, А.Ю. Горелова, Н.Г. Шаронов, А.М. Макаров // Известия ВолгГТУ. Сер. Прогрессивные технологии в машиностроении. - Волгоград, 2019. - № 8 (231). - С. 60-63.
6. Алямовский, А. А. Инженерные расчеты и SolidWorks Simulation / А.А. Алямовский. - М.: ДМК Пресс, 2015. - 464 с.

К ВОПРОСАМ ОБЕСПЕЧЕНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ СТРЕЛОВЫХ САМОХОДНЫХ КРАНОВ ПРИ УЧЕТЕ РАЗЛИЧНЫХ АСПЕКТОВ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

*TO THE ISSUES OF ENSURING THE STABILITY OF JIB MOBILE CRANES,
TAKING INTO ACCOUNT VARIOUS ASPECTS OF THEIR OPERATION*

Гуляев¹ Ф.А. – студент, Батищев¹ Я.А. – студент, Емельянова¹ Г.А. – д.т.н., доцент,
Куликова² Е.В. – к.т.н., доцент

¹ФГАОУ ВО «Российский университет транспорта» (РУТ (МИИТ))

²ФГБОУ ВПО Магнитогорский государственный технический университет
имени Г.И. Носова

E-mail: ga_emel@mail.ru

Abstract. The article is considered requirements of standards for crane stability analysis of mobile cranes. Proposed supplement about crane stability tests to Federal norms and rules for safety lifting hoisting equipment.

Keywords: jib mobile crane, crane stability analysis, tests, tire pressure of mobile crane.

Аннотация. Рассмотрены требования нормативных документов по обеспечению устойчивости стреловых кранов и предложено введение в Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» пункта по проведению испытаний на собственную устойчивость при проведении технических освидетельствований стреловых самоходных кранов.

Ключевые слова: стреловой самоходный кран, устойчивость, испытания, давление в шинах колес стрелового самоходного крана.

При выполнении погрузочно-разгрузочных операций на монтаже и строительстве различных объектов, в том числе специального назначения (предприятий химической, металлургической и атомной промышленности), все большее применение находят стреловые самоходные краны.

В отличие, например, от башенных кранов для них не требуется устройство рельсовых путей и специальной подготовки площадок (оснований), на которые устанавливают кран. Стреловой самоходный кран может быть установлен даже на грунтовой площадке при обеспечении необходимой плотности грунта, указанной в руководстве по эксплуатации на кран, и регламентированные расстояния до откоса (при его наличии).

Однако, несмотря на низкие требования к установке, краны этого типа в эксплуатации нередко теряют устойчивость и опрокидываются. Пример такой аварии приведен на Рисунке 1. Для успешного выполнения погрузо-разгрузочных и монтажных работ необходимо заранее не только подобрать грузоподъемные краны, но и просчитать их устойчивость при выполнении перегрузочного процесса.

Физический смысл любого расчета на устойчивость заключается в том, чтобы опрокидывающий момент стрелы крана с грузом (грузовая устойчивость) и без груза (собственная устойчивость) не превысил удерживающего момента на всех разрешенных вылетах стрелы с соответствующими им грузоподъемностями. Как правило, для повышения устойчивости кроме противовеса на поворотной части применяют дополнительные опоры - аутригеры, которые увеличивают площадь опорного контура крана, однако практически для всех кранов допускается работа в ограниченном диапазоне вылетов и грузоподъемностей без применения аутригеров и даже перемещение с грузом на крюке. Кроме того, системы безопасности большинства современных кранов ограничивают те рабочие движения, которые могут привести к опрокидыванию крана, или

предупреждают крановщика о возможности такой ситуации. Однако в настоящее время в эксплуатации находится множество кранов, не имеющих такой полноценной защиты и не застрахованных от опрокидывания при возможных ошибках при установке крана или при управлении краном.



Рис. 1. Опрокидывание стрелового самоходного крана при строительстве котлована

Согласно [1], каждый вновь изготовленный кран должен пройти испытания на грузовую устойчивость. При этом испытательную нагрузку определяют по формуле:

$$1,25P + 0,1F_i; \quad (1)$$

где F_i (F_1 или F_2) — вес стрелы G или вес гуська g приведенный к оголовку стрелы или гуська, кН;

P масса груза, равная номинальной грузоподъемности крана, умноженная на ускорение свободного падения, кН.

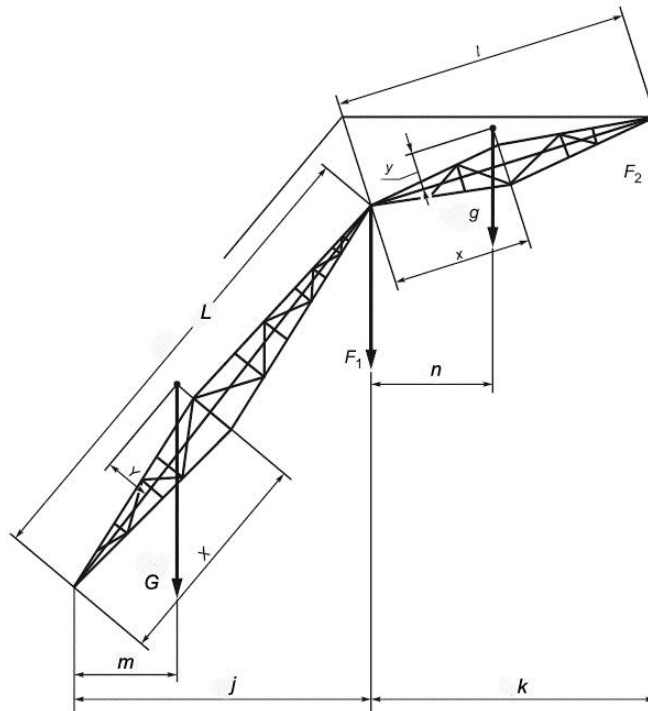
Если вес стрелы G велик и гусек предназначен для сравнительно небольших грузов, то испытания на устойчивость не следует проводить по формуле (1) с испытательным грузом, поднятым на головке гуська. В этом случае требования к устойчивости должны быть проверены путем расчета. F_i в этом случае рассчитывают по формуле:

$$F_i = \frac{mG + g(j+n)}{j+k}; \text{ кН} \quad (2)$$

j и k — вылеты стрелы и гуська, в метрах (см. рисунок 2);

m , n — вылет центра тяжести для стрелы и гуська, в метрах.

Проверку по приведенным формулам (1) и (2) выполняют для случая, когда стреловой самоходный кран установлен на аутригеры, т.е. с максимальными размерами опорного контура, однако, как уже было отмечено выше, некоторые типы стреловых самоходных кранов позволяют даже транспортировать грузы на крюке, перемещаясь с ними по дороге. Приведенные расчетные зависимости не всегда обеспечивают полноценную проверку устойчивости кранов во всех случаях, встречающихся в эксплуатации, поскольку они достаточно разнообразны. Кроме того, данная методика является упрощенной по сравнению с приведенной в [5], поскольку не учитывает особенности шасси кранов и возможности перемещения с грузом на крюке.



L и l - длины стрелы и гуська (для телескопических стрел длина рассматриваемой стрелы), в метрах; X , Y и x , y - координаты центра тяжести стрелы и гуська, в метрах.

Рис. 2. Расчетная схема для проверки стрелового крана на грузовую устойчивость

В качестве примера потери собственной устойчивости можно привести аварию стрелового самоходного крана КС-6478, которая произошла 28 декабря 2012 г. (Рисунок 3). Кран стоял с выдвинутой стрелой без груза. Его аутригеры не были выставлены в рабочее положение, а стрела была повернута на угол 20-30° относительно продольной оси крана.



Рис. 3. Стреловой самоходный кран КС-6478, потерпевший аварию 28 декабря 2012 г. в Ленинградской области

Физически падение крана возможно тогда, когда опрокидывающий момент превысит удерживающий. Кран был без груза, казалось бы, его устойчивость обеспечивалась с солидным запасом, однако расследование причин произошедшей аварии показало, что давление шин на стороне падения крана оказалось равным всего половине

рабочего давления, что привело сначала к значительному крену, а затем к потере собственной устойчивости и падению крана.

Поскольку в ранее действовавшем нормативном документе [2] отсутствовало требование относительно проверки давления шин до начала эксплуатации или испытаний крана без аутригеров, в [1], был внесен дополнительный пункт 179: «Для проведения статических испытаний кранов стрелового типа (...) должна быть подготовлена площадка для установки крана (обеспечены требуемые плотность грунта и уклон) согласно требованиям руководства (инструкции) по эксплуатации крана. Если испытания крана выполняются без выносных опор (в соответствии с требованиями руководства (инструкции) по эксплуатации), необходимо проверить давление в шинах колес (для ПС на автомобильном и пневмоколесном ходу)». Данное указание соответствует требованиям [3].

Учитывая то, что в процессе эксплуатации возможны изменения факторов, влияющих на собственную устойчивость крана (например, ремонт с усилением металлической конструкции стрелы, установка дополнительных осветительных приборов и др.), для повышения безопасности применения стреловых самоходных кранов следует ввести в [1] требования о проведении испытаний на собственную устойчивость стреловых самоходных кранов при проведении технических освидетельствований. Кроме того, целесообразно уточнить применение терминов «устойчивость» и «общая устойчивость» в соответствии с терминологией, установленной в [4].

Краткие выводы:

Рассмотрены требования нормативных документов по обеспечению устойчивости стреловых самоходных кранов.

Проанализированы результаты расследования причин падения стрелового самоходного крана КС-6478 в процессе эксплуатации.

Предложены изменения в Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения» в части внесения требования о проведении испытаний на собственную устойчивость стреловых самоходных кранов при проведении технических освидетельствований и уточнения терминологии.

Литература

1. Федеральные нормы и правила в области промышленной безопасности «Правила безопасности опасных производственных объектов, на которых используются подъемные сооружения». Бюллетень нормативных актов федеральных органов исполнительной власти, №8, 24.02.2014.
2. Правила устройства и безопасности эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10-382-00. М.: ПИО ОБТ, 2000. 268 с.
3. ГОСТ 16765–87 Краны стреловые самоходные общего назначения. Приемка и методы испытаний. М.: Стандартинформ, 2006. 11 с.
4. ГОСТ 33709.1–2015 Краны грузоподъемные. Словарь. Часть 1. Общие положения. М.: Стандартинформ, 2016. 46 с.
5. International standard ISO 4310(E). Cranes-Test code and procedures. Second edition/Published by ISO/Geneva, Switzerland. 2009, — 10 pages.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЖЕСТКОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК
ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ**
INVOLUTE SPLINES STIFFNESS DETERMINATION

Деева¹ М.А. – студентка, Попов¹ В.В. – старший преподаватель,
Николаев² И.В. – аспирант, Дегтярев³ С.А. – руководитель направления
¹МГТУ им. Н.Э. Баумана
²МАИ
³ООО «Альфа-Транзит»
deeva.ma.an@gmail.com

Abstract. The mathematic model of involute connection is represented in this article to determine the stiffness characteristics of splines in the case of a gap without a skewness. Model forms on the base of record of potential energy of contacted teeth. Results received via developed model is verified with finite element method.

Key words: splines, stiffness matrix.

Аннотация. В работе представлена математическая модель эвольвентного шлицевого соединения для определения жесткостных характеристик в условиях наличия зазора, но без перекоса. Модель формулируется на основе записи энергии упругой деформации зубьев в точках контакта. Результаты, получаемые с помощью разработанной модели, верифицируются с помощью метода конечных элементов.

Ключевые слова: шлицевое соединение, матрица жесткости.

Введение

Шлицевые соединения часто используют в роторных машинах как элемент соединения двух валов. При моделировании роторных систем такое соединение считается абсолютно жестким, а отдельные валы соединения – целым сплошным валом. Такой подход оправдан при анализе систем с небольшими скоростями вращения, однако при высокоскоростном вращении шлицевые соединения могут быть источниками автоколебаний [1]. В пример можно привести шлицевое соединение, используемое при конструировании модели вертолета. Из-за возникающих автоколебаний рассматривать эту задачу с жестким шлицевым соединением не рационально.

Задача исследования автоколебаний является комбинированной, т. к. необходимо учесть перекосы, которые возможны в соединении. Поэтому рационально разделить её на отдельные подзадачи, одной из которых является разработка математической модели для определения жесткостных характеристик шлицевых соединениях (еще без перекоса), которые и определяются в этой статье.

Модель шлицевого соединения

Рассмотрим эвольвентное шлицевое соединение двух валов (Рис. 1.), выполненное по ОСТ 1 00086-73. Шлицы выполнены с центрированием по профилям зубьев, но обладают зазором в этом направлении равном Δ .

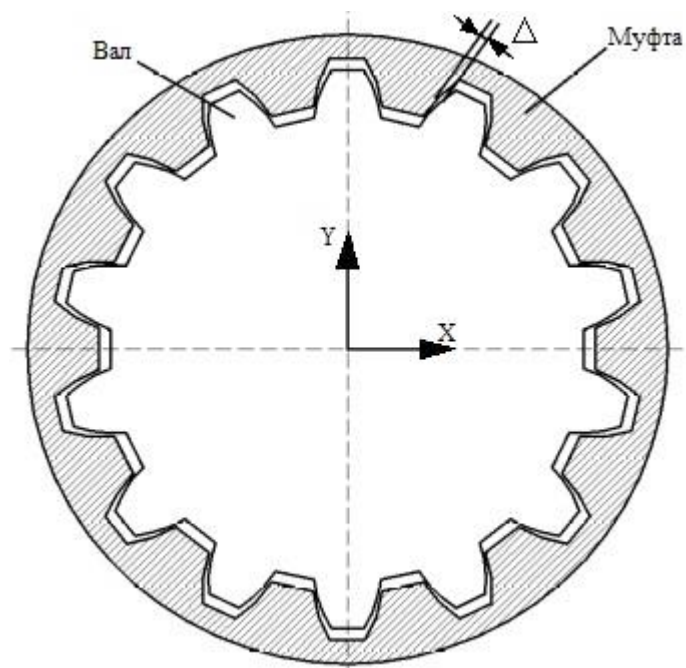


Рис.1. Эвольвентное шлицевое соединение с зазором

Предположим, что шлицевое соединение не имеет перекоса. В этом случае муфта и вал приобретают линейные перемещения по осям X и Y и повороты вокруг нормали к поверхности XY. Текущая конфигурация соединения описывается с помощью вектора состояния $z = \{u_{мф}, v_{мф}, \theta_{мф}, u_{в}, v_{в}, \theta_{в}\}$.

В виду упругости соединения, профили зубьев вала и углублений муфты могут взаимопроникать друг в друга (Рис.2.).

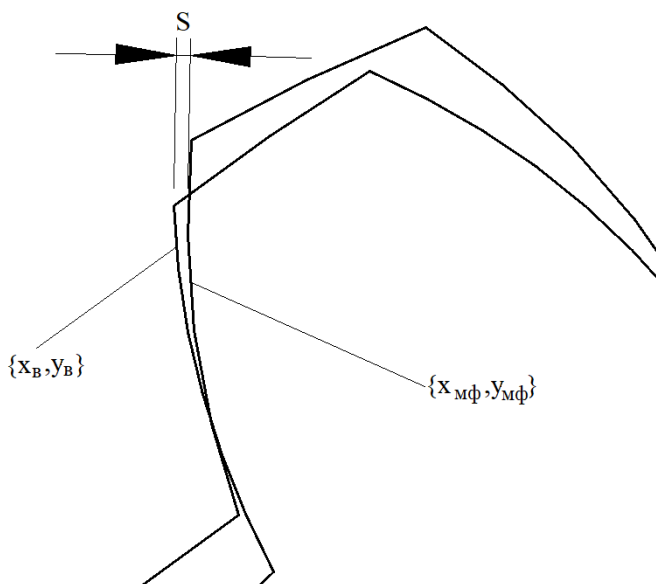


Рис.2. Взаимопроникновение профилей муфты и вала

Величина взаимопроникновения s и значения параметра φ [2] эвольвенты для профилей зуба и углубления находятся из решения задачи о минимуме расстояния между ними

$$s = \min(\{x_{мф}(\varphi_{мф}), y_{мф}(\varphi_{мф})\}, \{x_{в}(\varphi_{в}), y_{в}(\varphi_{в})\}). \quad (1)$$

Решение (1) производится с помощью метода Ньютона. Если $s > 0$, то профили не взаимопроникают, если $s < 0$, то профили взаимопроникают. В результате взаимопроникновения, каждая пара зуб-углубление приобретает упругую энергию равную

$$U_i = \begin{cases} 0, s > 0 \\ k_{\text{шп}} (-s)^2 / 2, s < 0 \end{cases}$$

где $k_{\text{шп}}$ – жесткость шлицевой пары зуб-углубление, величина которой определяется как

$$k_{\text{шп}} = 1 / (\delta_{\text{кон}} + \delta_{\text{изг.зуб}} + \delta_{\text{изг.угл}}),$$

где $\delta_{\text{кон}}$ – податливость контактного взаимодействия зуба и углубления, определяется согласно работе [3] как $\delta_{\text{кон}} = \frac{4}{\pi E L}$, где E – приведенный модуль упругости, L – длина шлицев; $\delta_{\text{изг.зуб}}$ и $\delta_{\text{изг.угл}}$ – изгибные податливости зуба и углубления соответственно. Определяются они с помощью интеграла Мора с учетом сдвигов аналогично алгоритму, предложенному в работе [4].

Общая упругая энергия шлицевого соединения равняется сумме упругих энергий на каждой паре:

$$U = \sum_{i=1}^n U_i.$$

Величина общей упругой энергии связана с компонентами матрицы жесткости и вектора упругих сил следующим образом:

$$K_{ij} = \partial U / \partial z_i \partial z_j; P_i = -\partial U / \partial z_i.$$

Тестовый пример и верификация модели

Для верификации модели шлицевого соединения проведен расчет жесткости шлицев Эв40х8х20 с зазором 0,075 мм под действием радиальной нагрузки, действующей по оси Y. Аналогичные результаты получены с помощью метода конечных элементов (Рис.3).

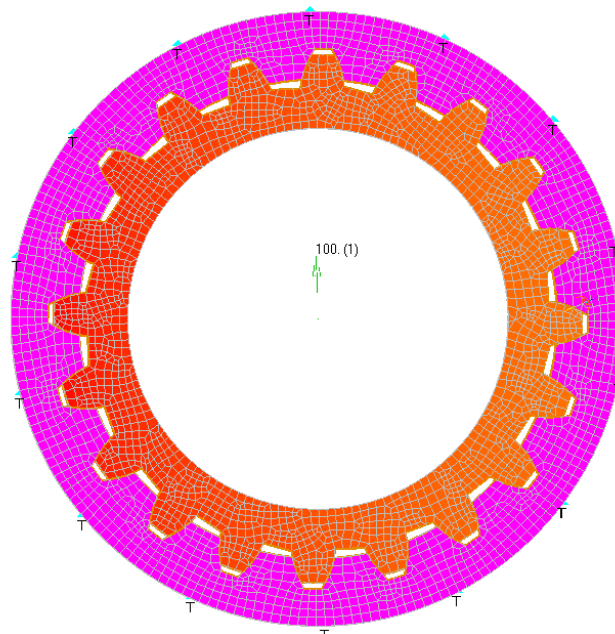


Рис.3. Расчет шлицевого соединения с помощью метода конечных элементов

Радиальная жесткость полученная с помощью разработанной модели – $3,241 \cdot 10^{10}$ Н/м², МКЭ - $3,182 \cdot 10^{10}$ Н/м². Разница между расчетами – 1,82%.

Заключение

В данной работе предложена модель для оценки жесткостных характеристик эвольвентных шлицевых соединений при высокоскоростном вращении валов соединения. Модель дает хорошие результаты по сравнению с аналогичным расчетом с помощью метода конечных элементов и поэтому может быть использована для дальнейших исследований. Очевидно, что данная модель должна быть расширена на случай перекоса в шлицевых соединениях.

Литература

1. Jianping Jing, Teng Gao, Changmin Chen. The study on spline coupling dynamic coefficients and its impact on rotor stability, 23rd International congress on sound and vibration, Greece, 2016, pp.391-398.
2. Теория механизмов и машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / под ред. Г. А. Тимофеева и Н. В. Умнова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2010. – 154 с.
3. Попов В.Л. Механика контактного взаимодействия и физика трения. От нанотрибологии до динамики землетрясений, М.: ФИЗМАТЛИТ, 2012, 348 с.
4. Попов В.В., Сорокин Ф.Д. Определение жесткостной функции эвольвентой прямозубой зубчатой передачи для моделирования движения зубчатых механизмов, XXVII Международная инновационно-ориентированная конференция молодых ученых и студентов: Труды конференции, 2015 г., 117-120 с.

**УПРАВЛЕНИЕ ПРИВОДОМ СИСТЕМЫ ВИБРОЗАЩИТЫ В
РЕЖИМЕ МАЛЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ**
*DRIVE CONTROL AT PROTECTION FROM VIBRATION
IN SMALL MOTION MODE*

Дмитриев¹ М.А. – студент, Брысин¹ А.Н. – к.т.н., доц., Комаров¹ П.В. – студент,
Микаева¹ С.А. – д.т.н., Соловьев² В.С. – д.т.н., в.н.с., Никифоров² А.Н. – к.т.н., с.н.с.

¹МИРЭА – Российский технологический университет, Москва, Россия

²ИМАШ РАН, Москва, Россия

brysin@rambler.ru

Abstract. Mathematical model of the stepper motor is considered. Features of so-called large and small motions require implementation different approaches to solve stabilization problem. It is proposed for the large motions to use an algorithm of active regulation according information from position sensor. Stabilization algorithm for the small motions proposes the using of elastic-dissipative properties at the beginning and control stopping torque.

Keywords: vibration stabilization, stepper motor, parallel structure mechanism, gearbox, elastic-dissipative element, microstepping mode, integrator.

Аннотация. Рассмотрена математическая модель шагового двигателя. Особенности «больших» и «малых» перемещений требуют реализации разных подходов для решения задачи стабилизации. Для больших перемещений предлагается использование алгоритма активного регулирования по информации с датчика положения. Для малых перемещений предлагается алгоритм стабилизации с учетом использования упруго-диссипативных свойств создания и управления стопорящего момента.

Ключевые слова: вибростабилизация, шаговый двигатель, механизм параллельной структуры, редуктор, упруго-диссипативный элемент, микрошаговый режим, интегратор.

В 1982 году в Исследовательской лаборатории фирмы IBM был сконструирован прибор, с помощью которого можно было рассматривать отдельные атомы на электропроводящей поверхности (сканирующий туннельный микроскоп (СТМ)). В 1986 году там же была предложена конструкция прибора, который позволил исследовать поверхности с точностью до атома из любых материалов. Новый прибор был назван атомным силовым микроскопом, и сегодня именно эти два прибора представляют наибольший интерес для использования в современных лабораториях и на участках промежуточного контроля [1]. Основная проблема использования этих приборов – необходимость повышения качества изображения за счет снижения внешних воздействий на измерительный модуль. Для этого требуется создание принципиально новых систем виброзащиты. В настоящее время все системы виброзащиты для подобных систем приобретаются за рубежом. Задача замены зарубежных образцов техники на отечественные позволит повысить независимость исследовательских и научно-производственных работ от зарубежных поставщиков техники. Одним из путей повышения точности позиционирования является реализация на базе электрического двигателя упруго-диссипативного виброизолирующего устройства. Современные возможности обработки алгоритмов в режиме «реального» времени позволяют использовать изменения параметров конструкции двигателей как сигналы датчиков. Оценка изменения тока в обмотке двигателя позволяет определять инерционные характеристики и динамические параметры, обеспечивая более эффективный режим работы [2]. В системах управления двигатель, как правило, рассматривается как исполнительное устройство. Описание его работы в большинстве случаев сводится к модели интегратора, но в известных моделях не учитываются упругие диссипативные характеристики.

На рис. 1 представлена 3D-модель предлагаемого конструктивного решения. На 3D-модели изображен механизм параллельной структуры (3) с активным управлением, реализуемым двумя шаговыми двигателями (1) и измерительной системой, состоящей из акселерометра (4) и датчика угла поворота (5), которые обеспечивают позиционирование установки. Первый двигатель работает в режиме активного регулирования, а второй, подсоединенный через редуктор (6), обеспечивает режим активного демпфирования. Возбудитель (2) создает гармонические колебания. Общее управление системой осуществляется с помощью микроконтроллера (на 3D-модели не указан).

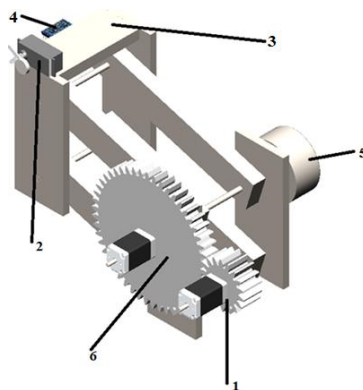


Рис. 1. 3D-модель установки

Структурная схема модели, представленная на рис. 2, состоит из шагового двигателя (1), работающего в режимах демпфера и интегратора, источника колебаний (2), акселерометра (3), механической части (4), датчика угла поворота (5), устройства управления (6), источника питания (7) и драйвера (8). Датчик угла поворота на основе потенциометра используется для определения отклонений установки. Сигналы, подаваемые с датчика, считываются и обрабатываются устройством управления. После обработки данные сигналы передаются на двигатель. Также в установке используется акселерометр для построения графика внешних возмущений.

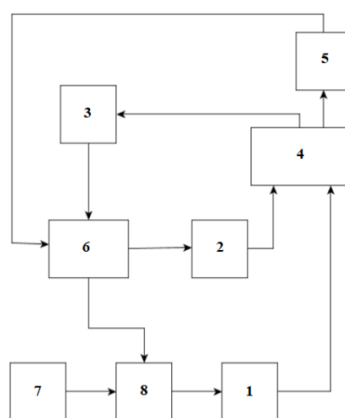


Рис. 2. Структурная схема

В математических моделях двигателя [2,3] не учитываются его упругие диссипативные характеристики. В данной работе предлагается учесть их и рассмотреть работу двигателя в режиме активного демпфирования, что позволит уменьшить габариты внешних упругих и диссипативных элементов. Работа шагового двигателя сводится к изменению направления движения ротора по алгоритму, выбранному системой управления на микроконтроллере. Определяющим режимом работы будет работа двигателя с малыми углами, не превышающими 2° . Данный режим работы можно описать с помощью системы нелинейных уравнений (1), состоящей из уравнения моментов,

уравнений электрического баланса для напряжений, а также уравнения электрического преобразования энергии.

$$\begin{cases} J \frac{d^2\theta}{dt^2} + D \frac{d\theta}{dt} + \underbrace{p\psi i_a \sin(p\theta)}_{-\tau_a} + \underbrace{p\psi i_b \sin(p(\theta - \lambda))}_{-\tau_b} + M_0 = 0 \\ U_{\Pi} - r i_a - L \frac{di_a}{dt} - M \frac{di_b}{dt} + \frac{d}{dt}(\psi \cdot \cos(p\theta)) = 0 \\ U_{\Pi} - r i_b - L \frac{di_b}{dt} - M \frac{di_a}{dt} + \frac{d}{dt}(\psi \cdot \cos(p(\theta - \lambda))) = 0 \\ \frac{d\theta}{dt} = \dot{\theta} \end{cases} \quad (1)$$

Где J – момент инерции ротора, D – коэффициент вязкого трения, $\lambda = \frac{\pi}{4}$ – интервалы между обмотками, $\theta = \frac{\lambda}{2}$ – положение равновесия, $\delta\theta$ – отклонение от положения равновесия, M_0 – момент, приложенный к валу двигателя, $\tau_{a,b}$ – моменты, создаваемые токами i_a, i_b , U_{Π} – напряжение источника питания, L – собственная индуктивность, M – взаимная индуктивность, r – сопротивление цепи обмотки статора, ψ – максимальное значение потокосцепления. Принято допущение, что L и M не зависят от θ . На базе математической модели разработана блок-схема и получена передаточная функция (рис. 3), использованная для получения переходных характеристик двигателя с учетом нелинейностей.

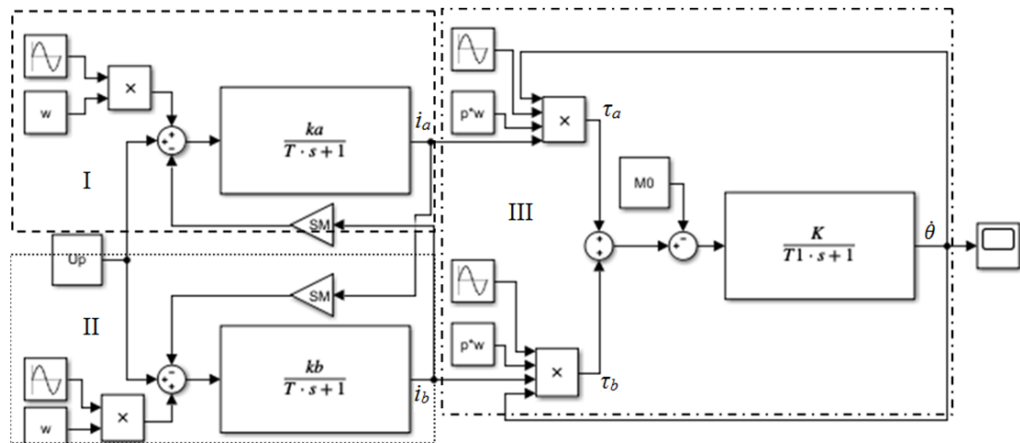


Рис. 3. Модель переходной характеристики шагового двигателя с учетом нелинейностей

Блок I – модель, описывающая изменения тока и напряжения в первой обмотке статора;

Блок II – модель реализации напряжения во второй обмотке статора;

Блок III – модель движения ротора.

На обмотки статора подается двухфазный сигнал по напряжению (U_{Π}) и два воздействия $\frac{d}{dt}(\psi \cdot \cos(p\theta))$ и $\frac{d}{dt}(\psi \cdot \cos(p(\theta - \lambda)))$, учитывающие конструктивные особенности шагового двигателя. Обмотки моделируются инерциальными блоками с передаточными функциями $\frac{K_a}{T_s+1}$ и $\frac{K_b}{T_s+1}$. На выходе токи фаз статора i_a и i_b , полученные из передаточных функций, имеют вид:

$$i_a = \frac{k_a}{T_s+1} \left(\left(\frac{d}{dt}(\psi \cdot \cos(p\theta)) \right) + U_{\Pi} \right), \quad (2)$$

$$i_b = \frac{k_b}{T_s+1} \left(\left(\frac{d}{dt}(\psi \cdot \cos(p(\theta - \lambda))) \right) + U_{\Pi} \right). \quad (3)$$

Токи фаз статора i_a и i_b преобразуются в соответствующие моменты по формулам (4-5):

$$\tau_a = -p\psi i_a \sin(p\theta), \quad (4)$$

$$\tau_b = -p\psi i_b \sin(p(\theta - \lambda)). \quad (5)$$

На роторе происходит сложение развиваемых моментов τ_a и τ_b и их суммирование с внешним моментом, приложенным к валу двигателя. Сигнал проходит через обмотку, моделируемую в блок-схеме передаточной функцией $\frac{K}{T_1+1}$, преобразовавшись в величину пропорциональную угловой скорости вращения ротора $\frac{D\theta}{Dt}$. Принцип работы двигателя позволил реализовать алгоритм управления физической модели системы виброзащиты с учетом влияния на управление внешним моментом. В ходе исследований удалось снизить вибрационную активность на 5 дБ в режиме динамического подавления вибраций.

На рисунках 4-6 представлены результаты, полученные в ходе работы установки при различных вариантах виброзащиты.

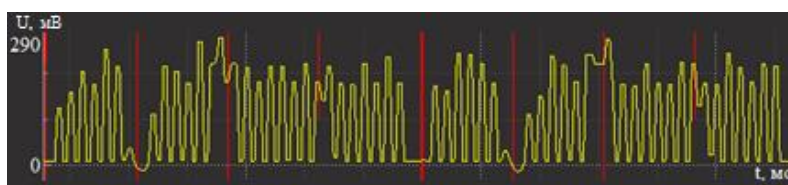


Рис. 4. График работы установки без виброизолирующих устройств

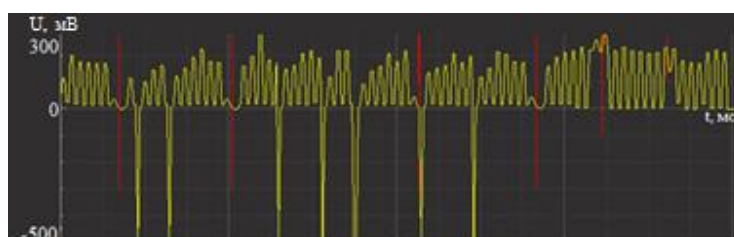


Рис. 5. График работы установки с пассивным упругим элементом



Рис. 6. График работы установки в режиме активного упруго-диссипативно поглощения

Проведенные эксперименты наглядно демонстрируют возможность существенного повышения эффективности системы виброзащиты. Имеет место эффективное снижение амплитуд колебаний. Замена активной системы на пассивную упругую систему приводит к возникновению дополнительных колебаний. Созданное устройство является эффективным и может использоваться для решения задач специального машиностроения.

Литература

1. Филинов В.В., Филинова А.В., Микаева С.А., Родюков М.С. Разработка средств неразрушающего контроля изделий из ферромагнитных сталей на основе использования магнитных шумов. Российский технологический журнал. 2017. Том 5, №3. С.114-123.
2. Brysin A.N., Nikiforov A.N., Panovko G.Ya., Shokhin A.E. Features of dynamics of antivibration mounts with inertial hydraulic converter subjected to vibro-impact loading. В сборнике: Vibroengineering Procedia 2013. С. 113-116.
3. Brysin A. N., Shokhin, A. E., Sinev A.V. Possibilities of systems of vibration protection on the basis of the inertial transducer with an additional slot damping/Bulletin of Nizhny Novgorod University. N. I. Lobachevsky. 2011. No. 4-2. P. 72-74 (in Russian).

ПРИМЕНЕНИЕ АНИЗОТРОПИИ ЖЁСТКОСТИ ЯЧЕЙКИ ШТЕЙНЕРА В НОВЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛАХ
APPLICATION OF THE ANISOTROPY OF THE RIGIDITY OF THE CELL OF STEINER IN THE NEW COMPOSITE MATERIALS

Драцкая¹ А.И. – студентка, Скворцова² А.А. – студентка

¹МБОУ «Гимназия №5» города Королёва (мкр. Юбилейный) Московской области

²ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» (НИУ МАИ)

dratskayaa@yandex.ru, saa2509@mail.ru

Abstract. The object of research is a new composite material. The material is studied on the basis of soap films. They are the most lightweight and durable, so the shape of the edges of the soap film must be from the rebar before pouring the filler. The solution of the problem of the lightest reinforcement of not only a square, like Steiner's, but also a cube is shown – it is 13 segments. Steiner reinforcement cells bend differently in different directions. Stiffness anisotropy is proved and numerical results are obtained. According to these data, several samples of composite material were made. The technology of epoxy casting in paraffin molds is proposed. There was a task to study not only flat, but also volume cells of a composite material.

Key words: composite material, stiffness, anisotropy, reinforcement.

Аннотация. Объект исследования - новый композиционный материал. Материал изучается на основе мыльных плёнок. Они самые лёгкие и прочные, поэтому форма рёбер мыльных плёнок должна быть у арматуры перед заливкой наполнителем. Показано решение задачи самого лёгкого армирования не только квадрата, как у Штейнера, но и куба – это 13 отрезков. Арматурные ячейки Штейнера по-разному изгибаются в разных направлениях. Доказана анизотропия жёсткости, получены численные результаты. По этим данным изготовлено несколько образцов композиционного материала. Предложена технология эпоксидного литья в парафиновые формы. Появилась задача изучить не только плоские, но и объёмные ячейки композиционного материала.

Ключевые слова: композиционный материал, жёсткость, анизотропия, армирование.

Исследуется соединение четырёх вершин квадрата самой короткой линией. Это математическая задача Штейнера. Предложен новый способ решения этой задачи с помощью мыльных плёнок. Если посмотреть на мыльные плёнки на кубическом каркасе, то сразу видно решение этой задачи из пяти отрезков. Это квадратная ячейка Штейнера. Потом изучен вопрос о соединении восьми вершин куба самой короткой линией. Сначала была гипотеза, что такая линия содержит 12 отрезков, потому что это показывали мыльные плёнки на кубическом каркасе. Физическая модель не смогла показать правильное математическое решение. До него пришлось догадаться с помощью мыльных плёнок и уже известной квадратной ячейки Штейнера. Получилась линия из 13 отрезков, а не из 12, как показывали мыльные плёнки. Полученное решение названо кубической ячейкой Штейнера.

Интересны физические свойства ячеек Штейнера [1,2]. Квадратная ячейка Штейнера – это 5 отрезков, которые соединяют 4 вершины квадрата самой короткой линией, она показана на рис.1. Полученные короткие линии не полностью симметричны. Это значит, что ячейка Штейнера анизотропна по прочности и жёсткости. В разных направлениях она по-разному будет изгибаться. Цель работы – создание нового легкого и прочного композиционного материала. Ячейка Штейнера – это силовая арматура, которую надо залить эпоксидной смолой. Арматура будет самой лёгкой, потому что ячейка Штейнера самая короткая. Это математическая основа нового лёгкого композиционного материала.

Новая задача – как соединить множество ячеек Штейнера между собой в новом материале. Для кубической ячейки я доказала, что существует три способа соединения двух ячеек. В этой работе я изучаю только квадратную ячейку. Две квадратные ячейки можно соединить двумя способами, прочность и жёсткость материала будет различной.

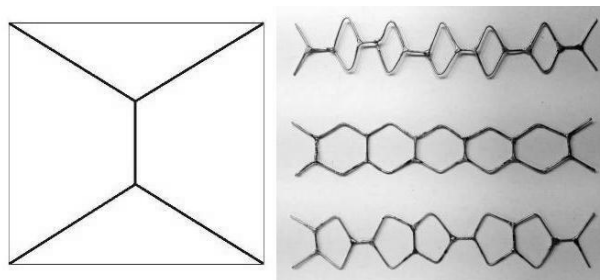


Рис.1. Соединение ячеек Штейнера в арматуру

На рис.1 показана одна квадратная ячейка Штейнера и цепочки таких ячеек. Изучены три арматуры композиционного материала. В первой арматуре все перемычки лежат на одной линии, во второй расположены поперечно, в третьей чередуются. Есть много других вариантов. Задача: изучить жёсткость и гибкость всех соединений и одной ячейки Штейнера в разных направлениях.

Для решения этой задачи цепочки нагружались, а потом измерялся их прогиб. На рис.2 показаны графики прогиба каждой из трёх конструкций арматуры в двух направлениях: плашмя и рёбрами вверх.

Испытание трёх конструкций арматуры с двумя видами нагрузки (вдоль и поперёк): зависимость прогиба (мм) от числа грузов

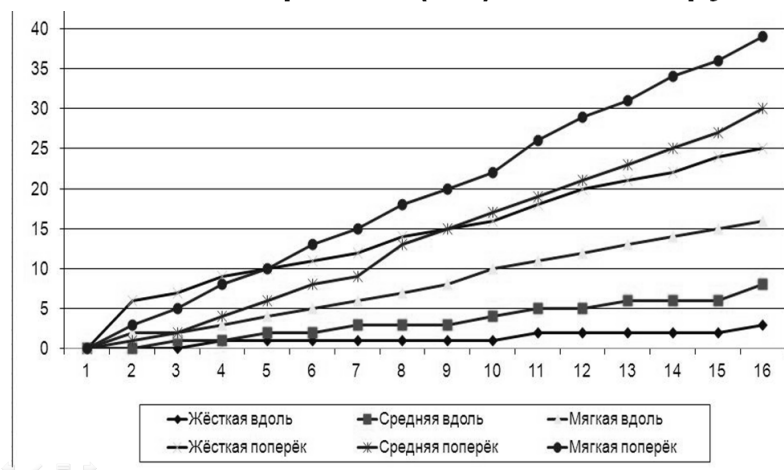


Рис.2. Испытание трёх цепочек арматуры в двух направлениях нагрузки

Цель работы заключается в практическом применении анизотропии гибкости и жёсткости. После доказательства анизотропии гибкости и жёсткости ячеек Штейнера был изучен прогиб цепочек арматуры в двух направлениях: плашмя – большой прогиб, рёбрами вверх – малый прогиб. На рис.3 графики расположены парами. На каждом графике показаны свойства гибкости одной и той же цепочки арматуры в двух направлениях. Анизотропия гибкости очень большая, на первом графике гибкость различается в 12 раз. Первый график самый важный, потому что показывает, как надо располагать жёсткую цепочку, чтобы прогиб был самый маленький. Рёбрами вверх.

Сравнение двух направлений нагрузки

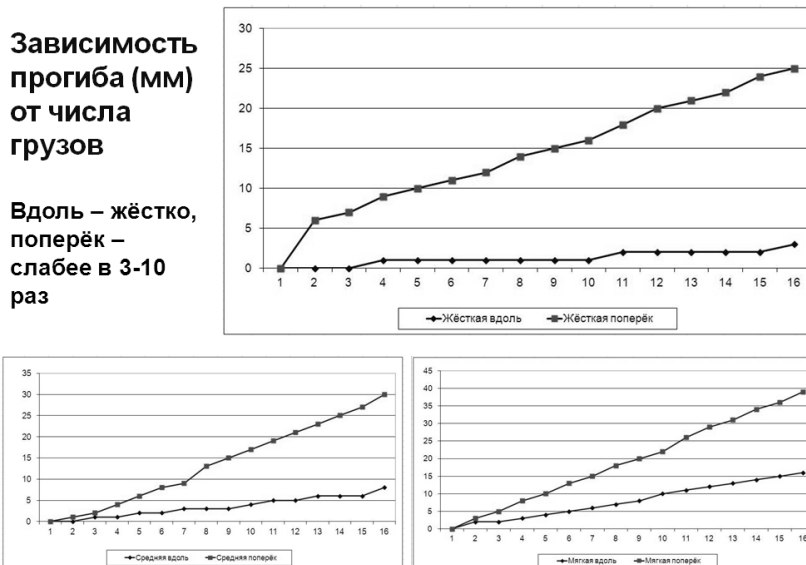


Рис.3. Гибкость при повороте цепочек на 90 градусов

После компьютерных вычислений результаты были перенесены на одну арматурную ячейку Штейнера и показано, как она изгибается в различных направлениях. Всего у ячейки Штейнера 4 гибкости, потому что её можно изгибать в четырёх направлениях. Два направления плашмя не очень важные, но могут понадобиться потом. Другие два направления рёбрами вверх очень важные, анизотропию гибкости и жёсткости можно применять сейчас на практике. Было изготовлено несколько образцов новых композиционных с квадратными ячейками Штейнера. У новых материалов различная гибкость. Можно заранее предсказать гибкость новых композиционных материалов. На рис.4 показана одна арматурная ячейка Штейнера и её гибкости в разных направлениях. На этом рисунке ячейка закрепляется жёстко на одной стороне квадрата, а сила прикладывается на другой стороне. В положении плашмя анизотропия гибкости слабая 7,8-9,7 мм/Н. Настолько мм прогнётся одна ячейка от силы 1 Н в положении плашмя. Гибкость различается меньше чем в 1,5 раза. Зато в положении рёбрами вверх анизотропия гибкости очень большая 0,6-4,0 мм/Н. В этом направлении гибкость различается в 7 раз.

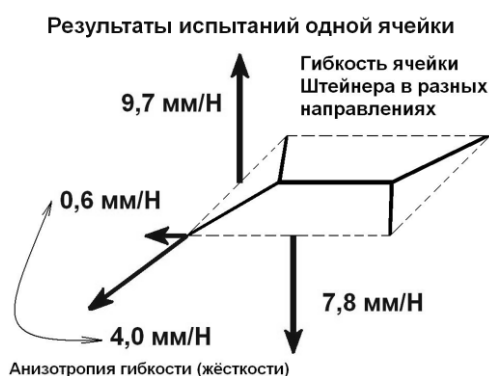


Рис.4. Анизотропия гибкости квадратной ячейки Штейнера

Полученные результаты применены для создания новых композиционных материалов, разработана технология эпоксидного литья в парафиновую форму. На рис. 5 показан образец эпоксидной арматуры композиционного материала с квадратными ячейками Штейнера. В нём есть ориентация ячеек перемычками вдоль и перемычками

поперёк. Это демонстрационный образец. Внешняя квадратная рамка сделана для удобства, чтобы не поломать перемычки.



Рис.5. Опытный образец эпоксидной арматуры

Выводы подтвердили гипотезу об анизотропии жёсткости и прочности ячейки Штейнера.

1. У каждой квадратной ячейки Штейнера есть три главные гибкости, или наоборот, жёсткости. Но я работаю с гибкостью.

2. Если сила поперёк ячейки, то гибкость конструкции почти не зависит от способа соединения ячеек Штейнера и равна 8-9 мм/Н. То есть на столько мм прогибается одна ячейка от силы 1 Н.

3. Если сила вдоль ячейки, как показано на рисунке на фоне доски, то гибкость сильно зависит от способа соединения ячеек. Это означает, что гибкость одной ячейки различна в разных направлениях, то есть анизотропна.

4. Самая большая гибкость 4 мм/Н одной ячейки Штейнера будет при горизонтальном расположении перемычки, а самая маленькая гибкость 0,6 мм/Н будет при вертикальном расположении перемычки. Гибкость ячейки Штейнера в двух направлениях различается почти в семь раз.

5. Анизотропию жёсткости ячейки Штейнера можно применить практически. Я доказала это изготовлением нескольких образцов не только арматуры, но и нового композиционного материала. Арматура – это капроновые ниточки, наполнитель – это эпоксидная смола.

6. Предложена парафиновая технология отливки нового композиционного материала из эпоксидной смолы.

7. Появилась гипотеза об анизотропии тепловых свойств ячейки Штейнера, которую я хочу применить при создании новых кирпичей.

Литература

1. Драцкая А.И. Геометрические формы новых композиционных материалов на основе мыльных плёнок / V Международный конкурс научно-исследовательских и творческих работ учащихся «Старт в науке V», февраль-май 2018 г. – М.: Российская Академия естествознания (РАЕ), 2018. – Электронный ресурс: <http://files.school-science.ru/pdf/5/35386.pdf>

2. Драцкая А.И. Прямой метод решения задачи Штейнера о соединении восьми вершин куба самой короткой линией/ VI Международный конкурс научно-исследовательских и творческих работ учащихся «Старт в науке VI», октябрь-декабрь 2018 г. – М.: Российская Академия естествознания (РАЕ), 2018. – Старт в науке. Научный журнал для школьников ISSN 2542-0186. - 2019. –№ 1 (часть 3) – С. 381-388. - Электронный ресурс: <http://files.school-science.ru/pdf/6/5c08dce6bb499.pdf>.

ФРАКТАЛЬНАЯ КОНДЕНСАЦИЯ*FRactal Condensation*

Екимовская¹ А.А. – студент, Лебедев² В.В. – д.т.н., доц.

¹Центр образования №32, г.Череповец

²Московский государственный строительный университет
any_ekimovskaya03@mail.ru

Abstract. Mathematical methods of fractal geometry are used to study condensation droplets on surfaces. Properties of fractal circles inscribed in regular polygons are investigated. A Lemma on the similarity coefficient of circles inscribed in an angle is proved. Fragmentation of fractals by decreasing geometric progression starting from the second level of inscribed circles is proved. A General formula for the similarity coefficient of fractal fractal circles inscribed in a regular polygon is obtained. The application of the obtained mathematical results in physics is shown.

Key words: fractal, polygon, progression, condensate, capillarity.

Аннотация. Математические методы фрактальной геометрии применены для изучения капель конденсата на поверхностях. Исследованы свойства фрактальных кругов, вписанных в правильные многоугольники. Доказана лемма о коэффициенте подобия окружностей, вписанных в угол. Доказано дробление фракталов убывающей геометрической прогрессией, начиная со второго уровня вписанных кругов. Получена общая формула коэффициента подобия дробящихся фрактальных кругов, вписанных в правильный многоугольник. Показано применение полученных математических результатов в физике.

Ключевые слова: фрактал, многоугольник, прогрессия, конденсат, капиллярность.

Математическая задача была сформулирована после наблюдения капелек тумана и конденсата на холодных поверхностях. Сразу появился вопрос о размере пузырьков или капелек. Могут ли размеры капелек быть произвольными? Почему наблюдается некоторая упорядоченность в расположении капелек конденсата? Ответы на эти вопросы связаны с фрактальной математикой [1].

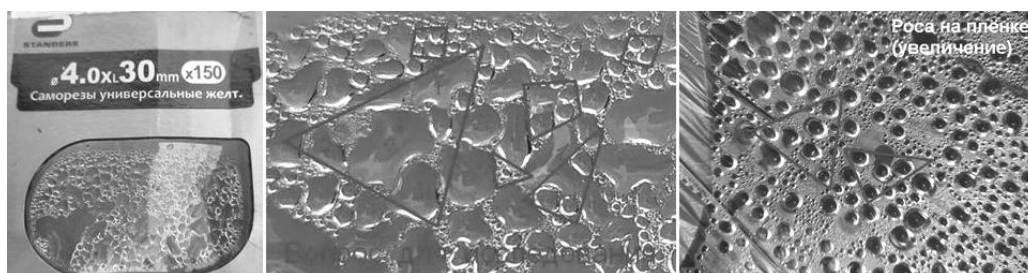


Рис. 1. Конденсат на упаковке коробки для шурупов

Запотевшая за ночь полиэтиленовая плёнка было сфотографирована с большим разрешением (4608x3072пикс). На рис.1 слева показана копия полученной первичной фотографии, а справа изображён фрагмент (680x452пикс), который увеличен для проведения анализа и начала изучения. Как исходная фотография, так и увеличенный её фрагмент сразу же определили первый вопрос для исследования: «Почему капельки воды на запотевшей полиэтиленовой плёнке в основном дробятся в треугольниках, вписываясь в них?» Сразу после начала исследования задача перешла в область математики, связанную с фракталами, потому что была замечена закономерность в уменьшении размеров пузырьков [1,2]. Применение теории фракталов позволило математически обосновать наблюдаемую закономерность расположения капелек в конденсате на холодной поверхности, обусловленную капиллярностью и поверхностным натяжением,

которые изучал Д.И.Менделеев [1,3]. Получены результаты, связанные с фрактальными последовательностями окружностей, вписанных в многоугольники. Получена общая формула заполнения правильных многоугольников фрактальными кругами, схема которых показана на рис.2 с уменьшением размеров фрактальных кругов при решении задач.

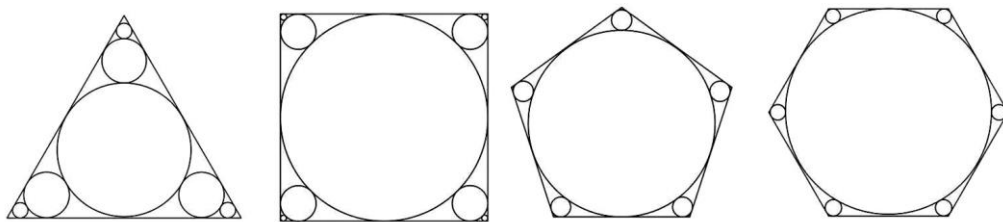


Рис.2. Математические фрактальные модели капелек конденсата

Задача №1. Правильный треугольник с фрактальными кругами. Вычислить отношение площадей вписанных в правильный треугольник фрактальных кругов к площади треугольника. Определено отношение площадей всех вписанных в треугольник фрактальных кругов к площади этого треугольника:

$$\frac{S_{кр}}{S_{ABC}} = \frac{\left(\frac{11\pi a^2}{96}\right)}{\left(\frac{a^2\sqrt{3}}{4}\right)} = \frac{11\pi}{24\sqrt{3}} = \frac{11\pi\sqrt{3}}{72} \approx 0,831325.$$

Решение задачи №1 выполнено методами геометрии с помощью прогрессии.

Сначала нужно определить коэффициент подобия при переходе от предыдущей фрактальной окружности к последующей окружности с меньшим радиусом. Решение задачи иллюстрируется схемой, показанной на рис.3.

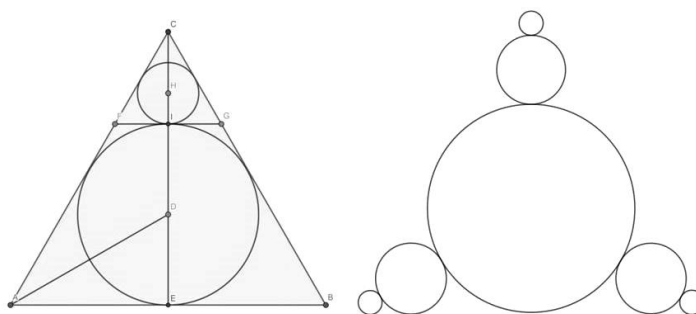


Рис.3. Подобие треугольников и площади фигур

Задан исходный правильный треугольник $\triangle ABC$ с длиной каждой стороны $AB = BC = AC = a$. Площадь треугольника равна $S_{ABC} = \frac{a^2\sqrt{3}}{4}$. Периметр исходного треугольника равен $P_{ABC} = 3a$. В треугольник $\triangle ABC$ вписана окружность $Okp(D; DE)$ с центром в точке D и радиусом DE, где E – точка касания окружности стороны AB, то есть $Okp(D; DE) \cap AB = E$. Строим отрезок CE, центр окружности $Okp(D; DE)$ принадлежит этому отрезку $D \in CE$. Строим отрезок FG, касательный к окружности $Okp(D; DE)$: $E \in AC$; $G \in BC$; $Okp(D; DE) \cap EG = I$. Получился новый, меньший треугольник $\triangle FCG$. Построенные два треугольника $\triangle FCG$ и $\triangle ABC$ подобны, даже гомотетичны с центром гомотетии G. В новый треугольник $\triangle FCG$ вписываем окружность $Okp(H; HI)$. Коэффициенты подобия новой окружности и нового треугольника по отношению к соответствующим первоначальным фигурам одинаковы. Требуется определить

коэффициент подобия.

Так как размеры фигур при фрактальном дроблении уменьшаются, то коэффициент подобия меньше единицы, то есть принадлежит интервалу от нуля до единицы исключительно, $k \in (0; 1)$. Так как в правильном треугольнике центр D вписанной окружности одновременно является центром окружности, описанной около этого же треугольника, то $CD = AD = BD = 2DE = 2r_1$, где символами r_1 обозначен радиус первой, самой большой, фрактальной окружности. Радиус описанной окружности в два раза больше радиуса вписанной окружности, потому что в прямоугольном треугольнике $\triangle ADE$ угол $\angle DAE = 30^\circ$, так как отрезок AD – это часть медианы, высоты и биссектрисы треугольника, проведённой из угла A , а против угла 30° лежит катет, равный половине гипотенузы. Тогда высота CE треугольника $\triangle ABC$ равна $CE = 3r_1$. Высота CI второго фрактального треугольника $\triangle FCG$ равна $CI = CD - DI = 2r_1 - r_1 = r_1$. Вычисляем коэффициент подобия при одном фрактальном переходе: $k = \frac{CI}{CE} = \frac{r_1}{3r_1} = \frac{1}{3}$. Процесс

фрактального дробления продолжается бесконечно, но счётно, и со второго дробления приводит к геометрической прогрессии площадей фрактальных кругов: $S_1; \frac{S_1}{3}; \frac{S_1}{3 \cdot 3^2}; \frac{S_1}{3 \cdot 3^4}; \frac{S_1}{3 \cdot 3^6}; \dots; \frac{S_1}{3 \cdot 3^{2n-2}}; \dots$ В этой последовательности первый член обособлен и не описывается общей формулой, поэтому $n = 2; 3; 4; \dots$ Вычисляем отношение площадей всех вписанных в треугольник фрактальных кругов к площади этого

$$\text{треугольника: } \frac{S_{kp}}{S_{ABC}} = \frac{\left(\frac{11\pi a^2}{96} \right)}{\left(\frac{a^2 \sqrt{3}}{4} \right)} = \frac{11\pi}{24\sqrt{3}} = \frac{11\pi\sqrt{3}}{72} \approx 0,831325.$$

Выводы по задаче №1.

1. При заданном фрактальном дроблении круги заполняют площадь правильного треугольника почти на 83%.
2. Фрактальный круг первого уровня занимает часть площади треугольника $\frac{S_1}{S_{ABC}} \approx 0,6045998$, то есть более 60%, а на остальные фрактальные круги приходится около 23% площади треугольника.
3. Три фрактальных круга второго уровня занимают в три раза меньшую площадь, чем фрактальный круг первого уровня, то приблизительно 20% площади треугольника.
4. Три фрактальных круга третьего уровня занимают в девять раз меньшую площадь, чем фрактальные круги второго уровня, то есть приблизительно 2,2%, а фрактальные круги четвёртого уровня занимают площадь в 9 раз меньше, чем круги третьего уровня, то есть приблизительно 0,25% площади треугольника. Для фрактальных кругов пятого уровня доля площади треугольника составит приблизительно 0,03%.
5. Площадь фрактальных кругов, начиная с третьего уровня, убывает по геометрической прогрессии со знаменателем $1/9$, поэтому общая площадь фрактальных фигур существует и выражается сходящимся рядом геометрической прогрессии.

После решения задачи о площади фрактальных кругов в правильном треугольнике напрашиваются аналогичные задачи с квадратом, правильным пятиугольником, правильным шестиугольником и так далее до бесконечности, до стремления правильного многоугольника к окружности при бесконечном увеличении количества сторон. Для решения этих задач сначала удобно доказать следующую лемму.

Лемма. Коэффициент подобия окружностей, вписанных в угол. Коэффициент

подобия двух касающихся друг друга окружностей, вписанных в угол φ , равен

$$k_\varphi = \frac{1 - \sin \frac{\varphi}{2}}{1 + \sin \frac{\varphi}{2}}, \text{ считая меньшую окружность подобную большей.}$$

Задача №2. Квадрат с фрактальными кругами. Вычислить отношение площадей вписанных в квадрат фрактальных кругов к площади квадрата. Определено отношение площади всех фрактальных кругов в квадрате к площади квадрата

$$\frac{S_{kp4}}{S_{kv}} = \frac{\pi(3\sqrt{2}-2)}{8} \approx 0,88068. \text{ Получилось, что в квадрате очень мало площади приходится}$$

на фрактальные круги второго и более высокого уровней, для них «просто нет места», тогда как в правильном треугольнике такое место для фрактальных кругов второго уровня было.

Задача №3. Правильный n-угольник с фрактальными кругами. Вычислить отношение площадей вписанных в правильный n-угольник фрактальных кругов к площади правильного n-угольника. Определено отношение общей площади всех фрактальных кругов к площади правильного n-угольника:

$$\frac{S_{kpn}}{S_{nyg}} = \frac{\pi}{n \cdot tg\left(\frac{180^\circ}{n}\right)} \left(\frac{1 + (n-1) \cdot tg^4\left(\frac{90^\circ}{n}\right)}{1 - tg^4\left(\frac{90^\circ}{n}\right)} \right).$$

Проверено соответствие общей формулы частному случаю правильного треугольника. При n=3 получаем:

$$\frac{S_{kp3}}{S_{3yg}} = \frac{\pi}{3 \cdot tg 60^\circ} \left(\frac{1 + (3-1) \cdot tg^4 30^\circ}{1 - tg^4 30^\circ} \right) = \frac{11\pi\sqrt{3}}{72}.$$

Общая формула, полученная в результате решения задачи №3, привела к тому же самому результату, что и частная формула при решении задачи №1.

Выводы

1. Получена общая формула отношения площади кругов, как сходящейся геометрической прогрессии, к площади правильного многоугольника.

2. Фрактальные круги в правильных треугольниках наиболее часто и в основном встречаются в природе из-за наиболее медленного убывания геометрической прогрессии, а потому медленного роста в них давления от поверхностного натяжения.

Литература

1. Кириллов А.А. Повесть о двух фракталах. Дубна: Летняя школа «Современная математика», 2007. URL: <https://www.mccme.ru/dubna/2007/notes/kirillov-preprint.pdf>
2. Физический энциклопедический словарь. Поверхностное натяжение ил. на с.551-552. Гл. ред. Прохоров А.М. М.: Сов. энциклопедия, 1983. 928 с.
3. Площадь многоугольника. URL: <https://www.resolventa.ru/spr/planimetry/regular.htm#reg1>

МНОГОКРАТНОЕ ДРОБЛЕНИЕ ОПАСНОГО АСТЕРОИДА *MULTIPLE FRAGMENTATION OF A DANGEROUS ASTEROID*

Екимовская В.А. – студент

Московский государственный строительный университет

lera.ek00@mail.ru

Abstract. Usually the authors propose to deflect the trajectory of a dangerous asteroid from the Earth. Another way to eliminate the danger involves a single fragmentation of the asteroid into many fragments. The new idea is to repeatedly crush a dangerous object. After the first crushing, the asteroid splits into two fragments, the trajectories of which are directed to the Earth. The following fractures occur so as to deflect the trajectories of the smaller fragments from the Ground. The paper presents a geometric solution of the formulated problem.

Key words: asteroid, threat asteroid, fragmentation, ballistics, orbit.

Аннотация. Обычно авторы предлагают отклонить траекторию опасного астероида от Земли. Другой способ устранения опасности предполагает однократное дробление астероида на множество фрагментов. Новая идея заключается в многократном дроблении опасного объекта. После первого дробления астероид распадается на два фрагмента, траектории которых направлены к Земле. Следующие дробления происходят так, чтобы отклонить траектории более мелких фрагментов от Земли. В работе приведено геометрическое решение сформулированной задачи.

Ключевые слова: астероид, опасный астероид, дробление, баллистика, орбита.

Изучается проблема целенаправленного дробления опасного космического объекта для отвода траектории движения фрагментов от Земли. Новый подход к решению задачи заключается в многократном целенаправленном разрушении не только объекта, но и образовавшихся вторичных фрагментов.

При защите Земли от опасных астероидов часто предлагают применить схему искусственного разрушения космического объекта. При реализации такой схемы надо учитывать, что центр масс исходного тела и множества образовавшихся взрывных фрагментов будет продолжать двигаться по прежней траектории. В работе показано, как можно практически реализовать разрушение опасного астероида для защиты Земли от столкновения. В частности, решена задача о фрагментации исходного объекта на две части, безразлично, одинаковые или разные по массе и размерам. Проблема защиты Земли от опасных астероидов тесно связана с антропогенным засорением околоземного космического пространства фрагментами космического мусора [1]. Общими чертами этих двух проблем являются большие относительные скорости столкновения объектов. Даже при сравнительно небольших размерах космического тела, например, астероида, порядка ста метров, последствия его столкновения с Землёй будут катастрофическими [2]. Обе проблемы начали изучаться как в организациях науки и промышленности, так и в военных организациях более двадцати лет назад [3].

При однократном дроблении тела задача решается определением угла отклонения траектории фрагмента в сторону от Земли [4]. В результате такого дробления образуются два фрагмента, траектории которых не пересекаются с Землёй. Схема однократного дробления астероида показана на рис. 1.

Новизна работы заключается в предложении двукратного дробления астероида.

Первое дробление проводится на два равных фрагмента, но, в отличие от первой задачи, траектории движения этих фрагментов пересекают Землю, то есть образовавшиеся новые объекты продолжают оставаться опасными для нашей планеты. Целью первого дробления объекта на два равных фрагмента является отклонение траектории новых тел на сравнительно небольшой угол α .

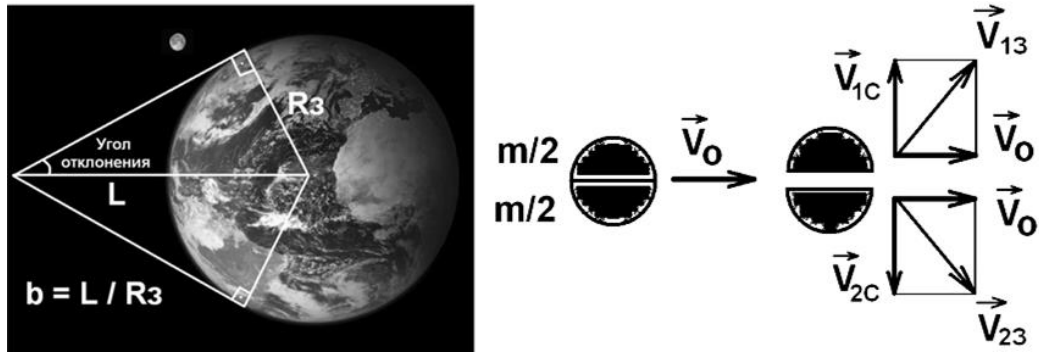


Рис.1. Схема однократного дробления астероида

Решение задачи о дроблении тела основано на законах сохранения импульса и энергии, что схематично показано на рис.1.

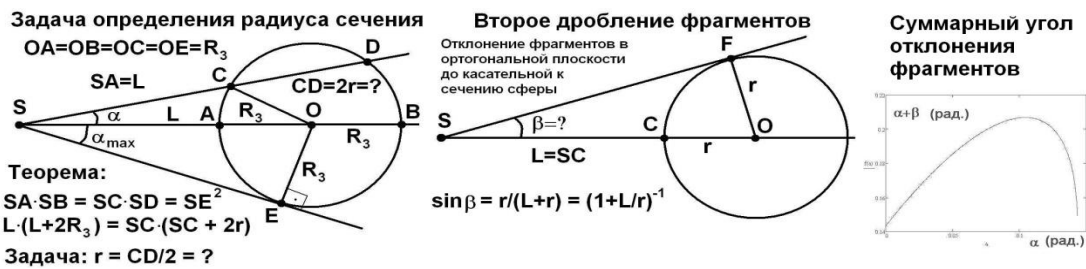


Рис.2. Первое и второе дробления и углы отклонения скоростей фрагментов

На рис.2 показана геометрическая часть задачи дробления объекта. Предполагается, что опасный объект движется к центру Земли. Задан угол α первого отклонения фрагментов от центральной оси, который предполагается меньше угла касательной, то есть $\alpha < \alpha_{\max}$. Требуется найти диаметр $2r = CD$ сечения сферы, в плоскости которой движется новый образовавшийся фрагмент. Второй фрагмент движется в симметричном направлении. Задача решается методом планиметрии с помощью теоремы о секущих к окружности. Точка S дробления объекта предполагается известной и характеризуется расстоянием L от поверхности Земли. Для обобщения результатов в рассмотрение введено относительное безразмерное удаление $b = L / R_3$ объекта от поверхности Земли. Применяв теорему о касательных к окружности, а потом теорему косинусов к треугольнику SOC было найдено расстояние S от точки дробления до поверхности Земли $SC = (L + R_3) \cos \alpha - \sqrt{(L + R_3)^2 \cos^2 \alpha - (L^2 + 2LR_3)}$. Затем была получена формула для расчёта радиуса r сечения сферы, в плоскости которой движется новый образовавшийся фрагмент:

$$r(\alpha) = \frac{L^2 + 2LR_3 - (L + R_3)^2 \cos^2 \alpha + (L + R_3) \cos \alpha \sqrt{(L + R_3)^2 \cos^2 \alpha - (L^2 + 2LR_3)}}{(L + R_3) \cos \alpha - \sqrt{(L + R_3)^2 \cos^2 \alpha - (L^2 + 2LR_3)}}$$

Для проверки правильности выполненных математических преобразований было проведено исследование асимптотического случая при $\alpha = 0$. Физический смысл этого случая заключается в отсутствии первого дробления опасного объекта, то есть никакого внешнего воздействия на движение и тело не оказывается. Оказалось, что $r(\alpha) = R_3$, что подтвердило правильность выполненных математических преобразований. Первая часть задачи решена. В результате решения первой части задачи получен радиус $r(\alpha)$ сечения сферы поверхности Земли как функция угла α отклонения от оси движения двух образовавшихся фрагментов.

Вторая задача заключается в следующих двух дроблениях двух новых фрагментов – половинок исходного опасного объекта, которые продолжают двигаться в направлении Земли, но уже не центрально. Требуется определить второй угол β отклонения частей дробления этих фрагментов, чтобы те не пересекли поверхность Земли. На рис.4 показана геометрическая схема дробления вторичных фрагментов, но уже в ортогональной плоскости относительно первого дробления.

Из треугольника SOF определяется необходимый угол β отклонения теперь уже каждого из четырёх фрагментов, как угол между центральной осью SO и касательной SF к окружности радиуса $r(\alpha)$, который был определён в результате решения первой части задачи как функция первого угла α отклонения движения первых двух фрагментов от центральной оси.

В результате решения второй части задачи был определён второй угол β отклонения каждого из четырёх новых образовавшихся фрагментов дробления, но уже в ортогональной плоскости относительно первого дробления. Второй угол отклонения $\beta(\alpha)$ является функцией первого угла отклонения α , он выражается следующей

$$\text{формулой } \beta(\alpha) = \arcsin \left[1 + \frac{L \left[(L + R_3) \cos \alpha - \sqrt{(L + R_3)^2 \cos^2 \alpha - (L^2 + 2LR_3)} \right]}{L^2 + 2LR_3 - (L + R_3)^2 \cos^2 \alpha + (L + R_3) \cos \alpha \sqrt{(L + R_3)^2 \cos^2 \alpha - (L^2 + 2LR_3)}} \right]^{-1}.$$

После решения двух геометрических задач была записана целевая функция в виде суммы двух углов отклонения вторичных фрагментов последовательного деления опасного объекта $f(\alpha) = \alpha + \beta(\alpha)$. Получилась следующая формула для целевой

$$\text{функции } f(\alpha) = \alpha + \arcsin \left[1 + \frac{L \left[(L + R_3) \cos \alpha - \sqrt{(L + R_3)^2 \cos^2 \alpha - (L^2 + 2LR_3)} \right]}{L^2 + 2LR_3 - (L + R_3)^2 \cos^2 \alpha + (L + R_3) \cos \alpha \sqrt{(L + R_3)^2 \cos^2 \alpha - (L^2 + 2LR_3)}} \right]^{-1}.$$

Полученная формула была преобразована для возможности учёта удалённости точки S дробления опасного объекта от поверхности Земли. Для этого было введено понятие безразмерного относительного удаления b , выражаемого в удалении точки S дробления опасного объекта в количестве радиусов Земли $b = L / R_3$. Была получена следующая рабочая формула.

$$f(\alpha) = \alpha + \arcsin \left[1 + \frac{b \left[(b + 1) \cos \alpha - \sqrt{(b + 1)^2 \cos^2 \alpha - (b^2 + 2b)} \right]}{b^2 + 2b - (b + 1)^2 \cos^2 \alpha + (b + 1) \cos \alpha \sqrt{(b + 1)^2 \cos^2 \alpha - (b^2 + 2b)}} \right]^{-1}.$$

Анализ полученных данных был проведён численными и графическими методами с помощью программы MathCAD. Результаты расчётов представлены на рис.2.

Графики двух углов дробления фрагментов представлены на третьей части рис.3. Все углы выражены в радианах. При расчётах предполагалось, что дробление опасного объекта происходит на геостационарной орбите, то есть на удалении приблизительно шесть радиусов Земли от её поверхности. Диагональ прямоугольника – это угол α . Дуга – это угол $\beta(\alpha)$. Целевая функция $f(\alpha) = \alpha + \beta(\alpha)$ не имеет локальных минимумов, напротив, имеет локальный максимум, потому что первое слагаемое α до точки пересечения графиков растёт очень быстро по прямой линии графика. Это означает, что с геометрической точки зрения для минимизации углов отклонения выгодно проводить однократное деление опасного объекта, а не последовательные многократные целенаправленные дробления.

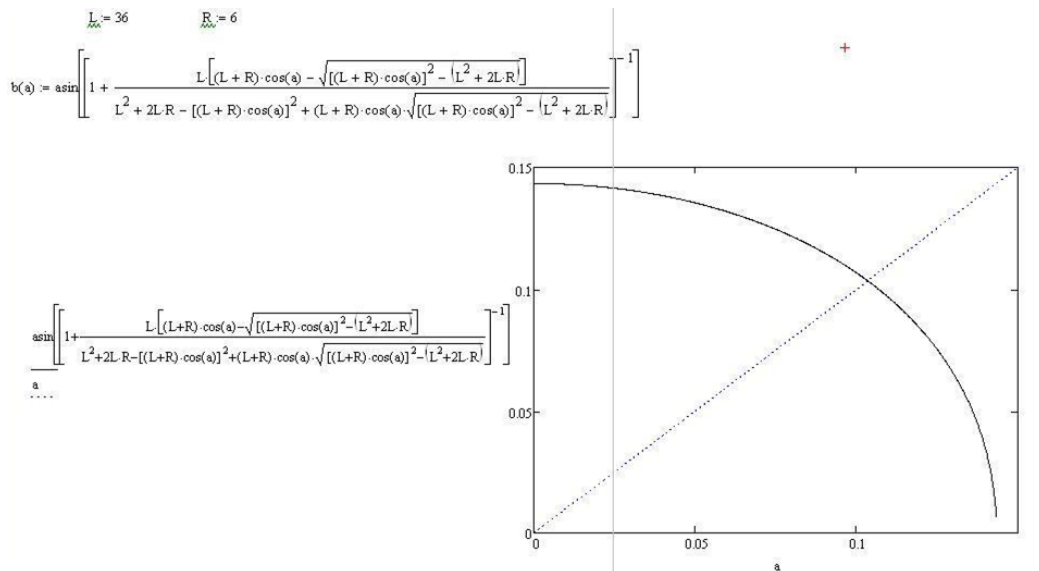


Рис.3. Целевая функция и численные расчёты

Выводы

1. Решена геометрическая задача о последовательной фрагментации опасного для Земли объекта, определены необходимые углы отклонения фрагментов.
2. С геометрической точки зрения доказана рациональность однократного целенаправленного дробления опасного объекта, при которой необходимый суммарный угол отклонения фрагментов будет минимальным.
3. Полученные результаты требуют уточнения с позиции энергетической эффективности дробления опасного для Земли объекта с учётом изменения скоростей, импульсов и кинетических энергий вторичных фрагментов.

Литература

1. Иванов В.Л., Меньшиков В.А., Плечинцев Л.А., Лебедев В.В. Космический мусор. В 3-х томах. Т.1. М.: Патриот, 1996. 360 с.
2. Меньшиков В.А., Перминов А.Н., Урличич Ю.М. Глобальные проблемы человечества и космос. М.: ОАО «Издательство «МАКД», 2010. 570 с.
3. Алексеев Э.В., Меньшиков В.А., Мещеряков И.В. На передовых рубежах. Очерки истории 50 ЦНИИ МО им.Тихонравова. М.: НИИ КС им. Максимова, 2018. 273 с.
4. Екимовская В.А. Дробление опасного астероида - от школьной задачи к мировой проблеме / Материалы XXX Международной конференции "Современные информационные технологии в образовании 2019". Часть 2. Троицк-Москва, 25 июня 2019 г. - Москва-Троицк: Изд-во "Тровант", 2019. - 167 с. Направление: Детская конференция "Умный дом руками детей". С.95-97. Электронный ресурс: <https://ito2019.bytic.ru/uploads/files/compilation2019.pdf>

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ФРЕЗЕРОВАНИЯ ПОДАТЛИВОЙ ДЕТАЛИ

RESEARCH OF THE DYNAMICS OF MILLING OF FLEXIBLE PART

Ефимова Е.В. – студент
МГТУ им. Н.Э.Баумана

Abstract. A mathematical model of nonlinear dynamics of milling has been developed. The mathematical model of nonlinear dynamics is taking into account the regenerative effect. A closed mathematical model is taking into account not only the influence of cutting forces on vibrations, but also the inverse relationship. The dynamic flexibility of the workpiece changing during milling process is taken into account. The analysis of the influence of milling modes on the workpiece vibrations and the surface quality is performed.

Аннотация. В работе произведено математическое моделирование динамики плоского фрезерования. Разработана математическая модель нелинейной динамики, учитывающая регенеративный эффект. Замкнутая математическая модель учитывает не только влияние сил резания на вибрации, но и обратную взаимосвязь. Рассматривается динамическая податливость обрабатываемой детали, изменяющаяся по мере прохождения инструмента вдоль маршрута обработки. Проведён анализ влияния режимов обработки на колебания детали и качество поверхности.

Ключевые слова: фрезерование, динамика, МКЭ.

Фрезерование – один из наиболее распространенных видов металлообработки в машиностроении. К числу преимуществ относится высокая точность и качество получаемой поверхности. В процессе обработки могут возникать неустойчивые вибрации, что приводит к большим погрешностям формы обрабатываемой детали, ухудшению качества получаемой поверхности, ускоренному износу инструмента и даже к его поломке, поэтому необходимо провести ряд теоретических и экспериментальных исследований процесса фрезерования с целью нахождения оптимальных режимов.

Изучение вибрационных эффектов при обработке металлов резанием началось с работ Tobias [1], Tlusty [2] и Merritt [3]. Ими была разработана линейная теория колебаний при резании. Непосредственно для случая фрезерования теория была расширена в работах Sridhar [4], Opitz и Bernardi [5].

Численное исследование процесса фрезерования в нелинейной постановке одними из первых провели Minis, Yanushevsky и Tembo [7], отказавшись от допущения о невозможности выхода зуба фрезы из материала.

Campanes и Altintas в своей работе численно исследовали плоские колебания фрезы во временной области [8]. Также путём многократного моделирования процесса фрезерования во времени была построена диаграмма устойчивости. Полученные границы областей устойчивости при определённых параметрах системы сильно отличаются от тех, что были получены в линейной теории.

В работе Reigne, Paris, Brissaud, Goukov [9] проведено численное и экспериментальное исследование динамики боковых фрезерных операций. Авторы фокусируются на вибрационных свойствах процесса и их воздействии на шероховатость обрабатываемой поверхности.

Вибрации при фрезеровании возникают вследствие взаимодействия инструмента и заготовки при резании. Силы зависят от свойств обрабатываемого материала, режимов резания, геометрии инструмента и обрабатываемой детали и др. параметров. Как показывают исследования, наибольшее влияние на силы резания оказывает толщина срезаемого слоя, которая, в свою очередь, зависит от динамических перемещений фрезы и детали. Предварительное математическое моделирование позволяет определить параметры обработки, при которых колебания будут устойчивыми, и учесть факторы,

влияющие на процесс фрезерования. В работе рассматривается встречное фрезерование – направление подачи и вращения фрезы совпадают. На рис.1 изображена расчетная схема задачи.

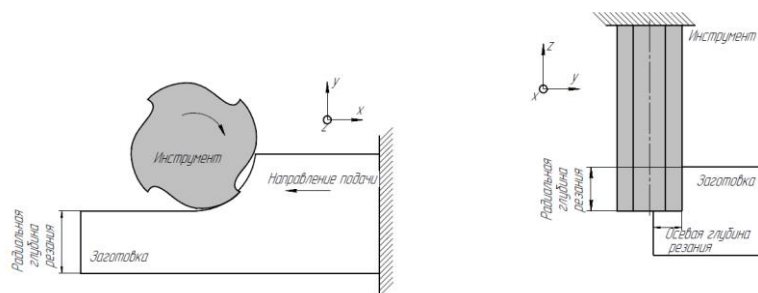


Рис.1. Расчетная схема

Для описания геометрии обрабатываемой детали используется метод Z-буфера. Поверхность моделируется как набор большого количества точек, соединенных отрезками (рис. 1). Форма заготовки в каждый момент времени характеризуется массивом чисел, состоящий из координат точек разбиения поверхности.

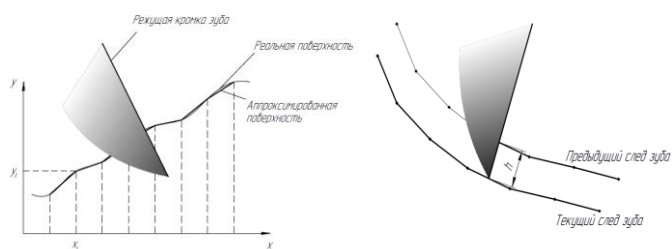


Рис.2. Моделирование поверхности заготовки

Представление сил резания как функции толщины срезаемого слоя хорошо соответствует экспериментальным данным. В данной работе была принята линейная зависимость сил от толщины:

При фрезеровании детали в различных ее точках под действием сил резания возникают перемещения. Чтобы рассчитать деформации и перемещения в процессе обработки предлагается использовать метод главных координат. Перемещения узлов в любой момент времени можно представить в виде

$$\{u\} = \sum \{\phi_i\} q_i(t),$$

где $\{\phi_i\}$ – i -я собственная форма, $q_i(t)$ – главная координата для i -ой собственной формы.

Для каждой главной координаты уравнение динамики выглядит следующим образом:

$$m_i \ddot{q}_i + b_i \dot{q}_i + \kappa_i q_i = Q_i$$

Поскольку деталь существенно меняется в процессе обработки, ее динамические свойства нельзя считать постоянными. Внутри одного временного шага коэффициенты уравнения (3) являются постоянными, однако глобально из-за снятия материала коэффициенты уравнения нельзя считать неизменными во время обработки, были

рассмотрены несколько ее конфигураций в зависимости от количества снятого материала.

В соответствии с параметрами обработки были созданы 10 моделей в нескольких точках маршрута обработки с помощью конечно - элементного комплекса Abaqus/CAE (рис. 3). Для каждой детали были найдены первые 10 собственных форм и частот колебаний.

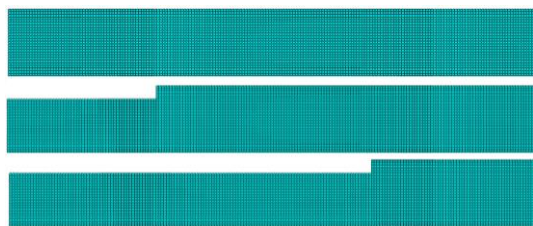


Рис.3. Некоторые конечно-элементные модели детали

Основным изменяемым параметром является частота вращения фрезы Ω . Коэффициент тангенциальной силы $K_t = 1000$ МПа. Коэффициент нормальной силы $K_n = 0.4K_t = 400$ МПа.

Параметры обработки: число зубьев $z = 4$; коэффициент демпфирования в долях от критического: $\zeta = 0.1$; радиус фрезы: $r = 0.01$ м; радиальная глубина резания: $D_r = \frac{r}{4} = 0.025$ м; подача $f = 0.1 \frac{\text{мм}}{\text{зуб}}$

Рассмотрены 2 характерных случая.

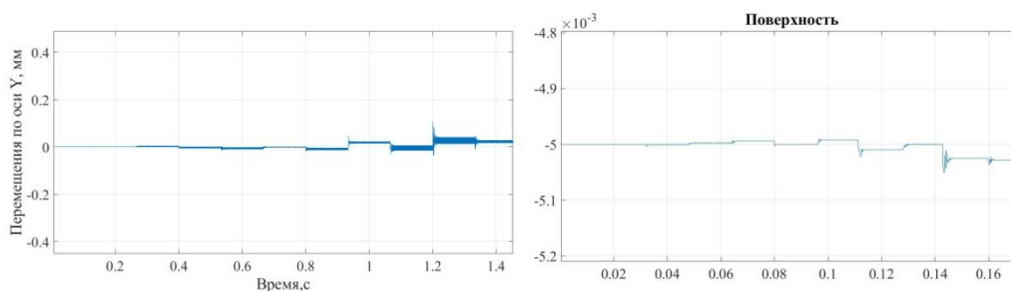


Рис.4. Зависимость перемещений от времени (слева) и спектр перемещений (справа) для частоты вращения 3000 об/мин – устойчивый режим

Режим, показанный на рис.4, является устойчивым, в результате обработки получается поверхность достаточно хорошего качества, силы, возникающие в процессе обработки, имеют допустимые значения. Наблюдается отклонение главной линии поверхности от прямой.

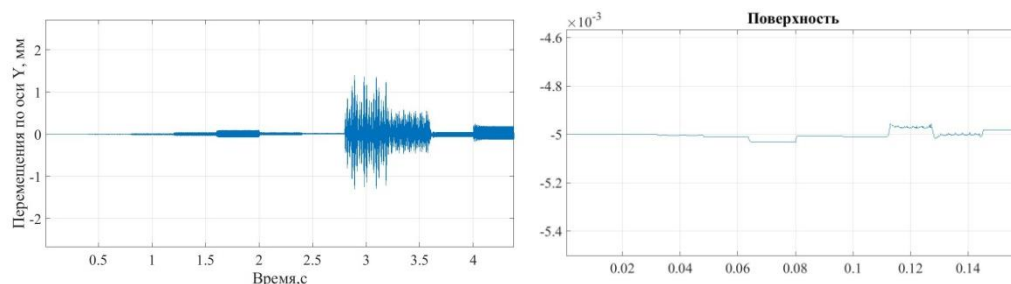


Рис.5. Зависимость перемещений от времени (слева) и спектр перемещений (справа) для частоты вращения 1000 об/мин – неустойчивый режим

Особенностью поведения системы с податливой деталью в процессе фрезерования является то, что потеря устойчивости при определенных режимах происходит не сразу, а через некоторое время после начала обработки.

На данном режиме возникают локальные автоколебания, что отражается в резком возрастании перемещений и сил изменении качества поверхности.

Заключение. В работе построена динамическая модель плоского фрезерования, описывающая регенеративный эффект возникновения колебаний с использованием геометрического алгоритма Z-буфера. Исследована обработка детали при различных значениях частоты вращения инструмента. Продемонстрировано, что частоты, близкие к собственным частотам детали в процессе обработки, вызывают потерю устойчивости процесса.

Литература

1. Tobias S.A, Machine Tool Vibration, Wiley, New York., 1965.
2. Koenigsberger I. and Tlusty J., Structures of Machine Tools, Pergamon Press, 1971.
3. Merritt H.E., “Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter”, ASME Journal of Engineering for Industry, 1965, Vol. 87/4, pp. 447 – 454.
4. Sridhar R., Hohn R.E. and Long G.W., 1968, “A General Formulation of the Milling Process Equation. Contribution to Machine Tool Chatter Research-5”, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 90, pp. 317 – 324.
5. Opitz H. and Bernardi F., 1970, “Investigation and Calculation of the Chatter Behavior of Lathes and Milling Machines”, Annals of the CIRP, Vol. 18, pp. 335 – 343.
6. Altintas Y., Budak E., 1995, Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, Annals of the CIRP, Vol. 44/1, pp. 357 – 362.
7. I. Minis, R. Yanushevky and A. Tembo, 1990, Analysis of Linear and Nonlinear Chatter in Milling, Annals of the CIRP, Vol. 39/1, pp. 459 – 462.
8. M. Campomanes, Y. Altintas, 2003, An Improved Time Domain Simulation for Dynamic Milling at Small Radial Immersions, ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 125, pp. 416 – 422.
9. G. Peigne, H. Paris, D. Brissaud, A. Gouskov, 2004, Impact of the cutting dynamics of small radial immersion milling operations on machined surface roughness, International Journal of Machine Tools and Manufacture, Vol.44, pp 1133 – 1142.
10. В.Л. Бидерман, Теория механических колебаний, URSS, 2017.

ОБРАЗЕЦ ДЛЯ КОРРЕКТНОГО ИСПЫТАНИЯ КОМПОЗИТОВ НА РАСТЯЖЕНИЕ

THE SAMPLE USED FOR PROPER TESTING OF COMPOSITES TENSILE

Жавыркин¹ В.В. – студент, **Полилов² А.Н.** – д.т.н., проф.,

Татусь² Н.А. – к.т.н., с.н.с., **Аругюнова² А.С.** – инженер

¹Московский политехнический университет

²ИМАШ РАН

zhavyrkinv@mail.ru

Abstract. The article depicts a problem of creating a correct composite tensile specimen. Loading of the sample was carried out by shear stresses applied on the gripping part of its lateral surface. The calculation of the stress state of the object of study was carried out with the use of ANSYS software. The results obtained were compared with a standard flat sample.

Key words: composite specimen, tensile testing, stress concentration.

Аннотация. Рассмотрена задача о нагружении криволинейно армированного композитного образца на растяжение. Произведено сравнение полученных результатов с однонаправленным образцом аналогичной формы. Расчёт напряженного состояния объекта исследования проводился с помощью программного комплекса ANSYS.

Ключевые слова: композитный образец, испытания на растяжение, концентрация напряжения.

Наиболее распространенные конструкционные композитные материалы – армированные волокнами пластики, которые широко используются в различных отраслях промышленности (главным образом – в авиастроении и в космическом машиностроении) благодаря ряду своих уникальных преимуществ. В то же время традиционные методы проектирования и технологии производства в большинстве случаев не позволяют полностью реализовать потенциал волокнистых композитов. Общий вывод состоит в том, что, оставаясь в классе структур с прямолинейными траекториями укладки волокон, невозможно оптимизировать материал и адаптировать его под градиентные поля напряжений.

Использование криволинейного армирование позволяет решить множество проблем, в частности, проблему традиционной технологии узлов крепления, а именно сверление отверстий в композитных пластинах под заклепки или болты. Высокие значения касательных напряжений значительно снижают прочность композитного элемента. При этом снижение касательных напряжений практически эквивалентно условию равнонапряженности волокон, однако не стоит забывать о прочности вдоль направления армирования.

Для плоских образцов стандартизована только форма прямоугольных полосок, нагруженных либо через приклеенные накладки, либо в специальных захватах с постоянным поперечным усилием, в которых для улучшения сцепления между образцом и стальной поверхностью захвата прокладывают полоски мелкой, двухсторонней, водостойкой наждачной бумаги [1]. Однако, данный вид испытания не позволяет корректно определить прочность вдоль направления армирования. Ввиду особой важности этой характеристики для дальнейшего проектирования композитных конструкций задача определения прочности вдоль направления армирования является актуальной.

Сегодня технологии позволяют непосредственно, без механической обработки, получать листы с произвольным изменением размеров поперечных сечений и с сохранением площади поперечных сечений, т.е. с постоянным числом неперерезанных волокон в каждом сечении [2].

Работа рассматривает вопрос о проектировании формы образца для более точного определения прочности однонаправленных композитов при испытании на растяжение. Новая форма образца позволяет исключить вероятность перекусывания (обрезания или нарушения объёмной доли) волокон, как например в случае с образцами, изготовленными с использованием накладок [3].

В ходе исследования создана геометрия образца, которая представлена на рисунке 1. Методом конечных элементов рассчитан ряд плоских задач. Итерационный подход и анализ результатов позволил разработать оптимальный вариант армирования. Начальный и конечный виды армирования показаны на рисунках 2 и 3.

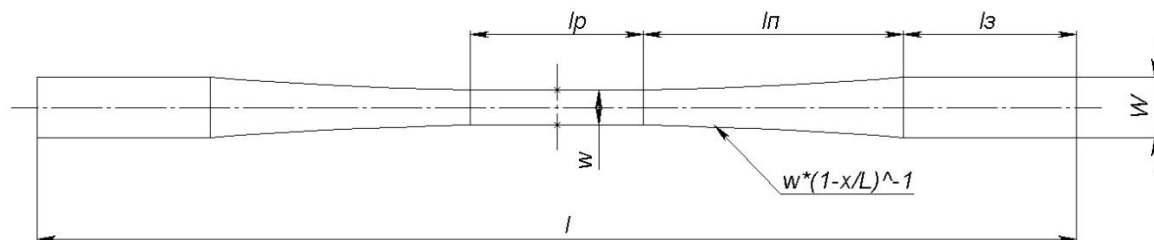


Рис.1. Размеры образца

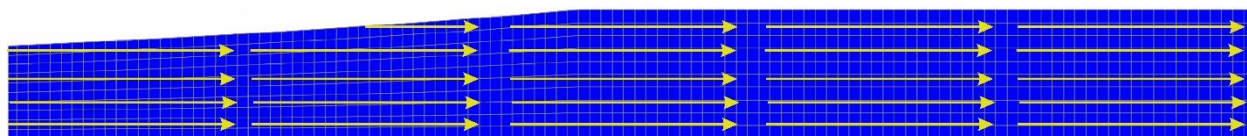


Рис.2. Однонаправленный образец

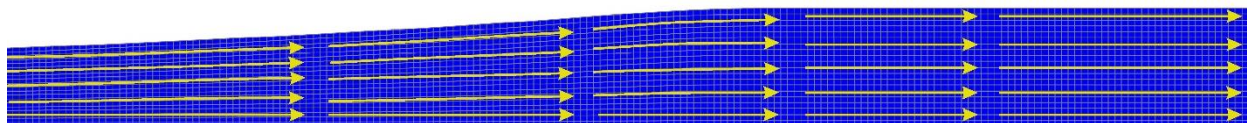


Рис.3. Образец с криволинейной укладкой волокон

На рисунках 4-7 показаны результаты расчета задач, соответствующих схемам армирования. Картины распределения напряжений позволяют оценить влияние структуры армирования образца на концентрацию напряжений вблизи участка зоны захватов и в зонах изменения траектории армирования.



Рис.4. Распределение нормальных напряжения в однонаправленном образце

C: Static Structural
Shear Stress
Type: Shear Stress(XY Plane) - Top/Bottom - Layer 0
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
16.06.2019 15:50

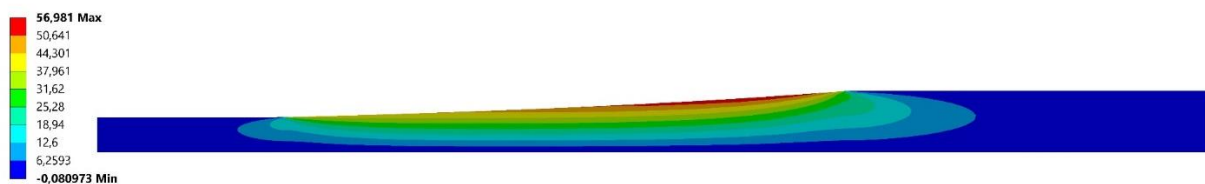


Рис.5. Распределение касательных напряжения в однонаправленном образце

C: Static Structural
Normal Stress
Type: Normal Stress(X Axis) - Top/Bottom - Layer 0
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
16.06.2019 14:22



Рис.6. Распределение нормальных напряжения в образце с криволинейным армированием

C: Static Structural
Shear Stress
Type: Shear Stress(XY Plane) - Top/Bottom - Layer 0
Unit: MPa
Global Coordinate System
Time: 1
16.06.2019 14:23

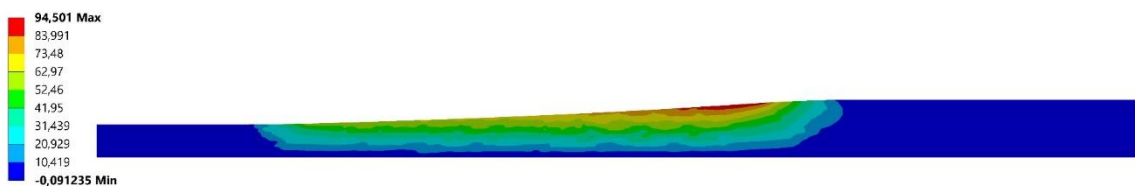


Рис.7. Распределение касательных напряжения в образце с криволинейным армированием

Образец с криволинейным армированием разрушился при нагрузке на 42,89% превышающей разрушающую нагрузку образца, армированного вдоль продольной оси. При этом криволинейное армирование позволило более равномерно распределить нагрузку по образцу.

Проведенная МКЭ-оценка концентрации напряжений образца с криволинейным армированием показывает, что применение слабо разориентированного криволинейного армирования позволяет более эффективно использовать несущую способность композитных конструкций, снизить эффективную концентрацию напряжений и повысить реализацию прочности однонаправленного композита.

Литература

1. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Биомеханика прочности волокнистых композитов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2018. – 328 с. – ISBN 978-5-9221-1760-9.
2. Баженов С.Л., Берлин А.А., Кульков А.А. и др. Полимерные композиционные материалы. Прочность и технология. Долгопрудный: Интеллект, 2010. – 347 с.; ил., табл. ISBN 978-5-91559-045-7.
3. ГОСТ Р 56785-2015 Композиты полимерные. Метод испытания на растяжение плоских образцов. – Введ. 2017-01-01. – М.: Стандартиформ, 2016. – 20с.

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗОНЫ ПЛАСТИЧЕСКОЙ
ДЕФОРМАЦИИ МЕТОДОМ ВИХРЕВЫХ ТОКОВ¹**
*DETERMINING THE SIZE OF A PLASTIC DEFORMATION ZONE BY THE
EDDY CURRENT METHOD*

Жгут Д.А. – студент, **Марченков А.Ю.** – к.т.н., доцент, **Славинская Е.А.** – аспирант,
Хвостов А.А. – к.т.н., доцент
Национальный исследовательский университет «МЭИ»
dariazhg@yandex.ru

Abstract. The problem of estimating the size of plastic deformation zones in a metal under indents obtained during indentation using the eddy current method is considered. A two-dimensional model for studying a deformed metal by the eddy current method has been developed, which includes the polyharmonic excitation of an electromagnetic field in a deformed copper plate. Based on the simulation results, the most informative parameters of the eddy current method were established, according to which it is possible to assess the dimensions of the plastically deformed metal zone.

Key words: eddy current method, deformation, non-destructive testing, metal, indentation, plastic deformation zone.

Аннотация. Рассмотрена задача оценки размеров зон пластической деформации в металле под отпечатками, полученными при индентировании, с использованием вихретокового метода. Разработана двумерная модель исследования деформированного металла вихретоковым методом, включающая в себя полигармоническое возбуждение электромагнитного поля в деформированной медной пластине. По результатам моделирования установлены наиболее информативные параметры вихретокового метода, по которым можно проводить оценку размеров пластически деформированной зоны металла.

Ключевые слова: вихретоковый метод, деформация, неразрушающий контроль, металл, индентирование, зона пластической деформации.

Одной из задач технической диагностики промышленных объектов является контроль напряженно-деформированного состояния (НДС) материала конструкции, в частности, выявление и определение размеров локальных зон пластической деформации. Контроль НДС металла может осуществляться с использованием различных технологий, при этом наиболее объективную оценку фактического состояния металла промышленных объектов можно получить при помощи экспериментальных методов технической диагностики.

Оценку параметров НДС объектов из ферромагнитных материалов проводят, как правило, с помощью магнитных методов. В основе магнитных методов структуроскопии лежит эффект Виллари - явление, заключающееся в изменении намагниченности объекта под действием механических деформаций. К наиболее широко применяемым методам оценки деформаций относятся методы, основанные на измерении коэрцитивной силы, шумов Баркгаузена и магнитного поля в районе локальных намагниченных участков [1].

Вместе с тем, для материалов без выраженных ферромагнитных свойств применение описанных выше методов для выявления и оценки размеров зон пластической деформации невозможно. В диамагнитных и парамагнитных материалах оценку НДС металлов позволяет осуществить метод вихретоковой структуроскопии. Метод вихревых токов основан на взаимодействии внешнего электромагнитного поля с полем вихревых

¹ Исследования выполнены за счет гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых - кандидатов наук (соглашение № 075-15-2019-333 (МК-2162.2019.8))

токов, возбуждаемых в материале, как показано на рисунке 1.

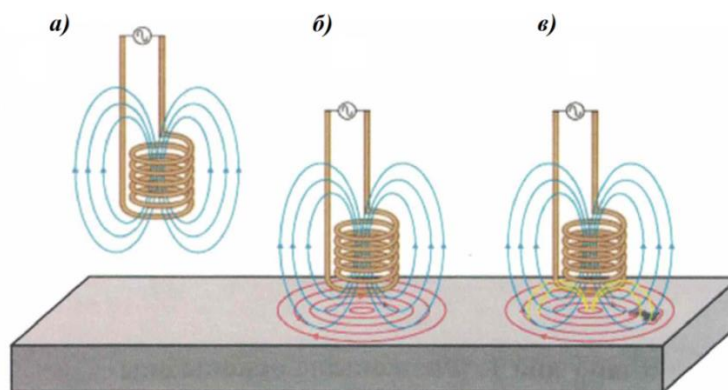


Рис. 1. Возбуждение электромагнитного поля в (а) воздухе, (б) бездефектном объекте, (в) объекте контроля с дефектом

При упругопластическом деформировании металла одновременно с изменением размеров и формы меняется ряд характеристик электрофизических свойств, в частности, снижается электропроводность металла. Изменение электропроводности обусловлено изменением межатомных расстояний кристаллической решетки, вследствие чего меняется концентрация и подвижность носителей заряда [2]. Для чистых металлов изменение электропроводности составляет несколько процентов, тогда как для металлических сплавов снижение электропроводности при наклепе может достигать 25% [3].

Таким образом, наличие связи между характеристиками механических свойств материала и его электрической проводимостью обеспечивает возможность применения метода вихревых токов при определении размеров зон пластической деформации металла.

В настоящей работе проведены расчетные исследования, позволяющие оценить возможность применения вихретокового метода для выявления размеров зон пластической деформации в деформированном металле. В качестве объекта для построения модели была выбрана пластина из немагнитного материала, содержащая зону пластической деформации, полученной вдавливанием индентора. В настоящее время распределение упругопластических деформаций в металле под отпечатком при индентировании достаточно хорошо изучено, в том числе в исследованиях, проведенных авторами [4, 5]. Это позволяет задавать в модели форму и размеры зоны пластической деформации металла под отпечатком, моделировать изменение проводимости в этой зоне и выявить параметры вихретокового контроля, наиболее чувствительные к изменению её размеров. Впоследствии, проводя на реальной пластине испытания индентированием, можно проводить экспериментальную верификацию разработанной модели.

Методика проведения испытаний и обсуждение результатов

На первом этапе решения поставленной задачи была построена двумерная конечно-элементная модель, представленная на рисунке 2. Модель состоит из трансформаторного преобразователя, представляющего собой соосно расположенные обмотки возбуждения и измерения диаметром 10 мм, и медной пластины (значение электрической проводимости технически чистой меди принимали равным $\sigma_m = 58$ МСм/м) толщиной 10 мм с поверхностным дефектом в виде отпечатка от вдавливания шарового индентора диаметром 10 мм. Глубины отпечатка варьировали в пределах от 1 до 5 мм. Зона пластической деформации моделировалась в виде эллиптической области вокруг отпечатка, размер которой меняется в зависимости от глубины отпечатка. Среднее значение электропроводности пластически деформированного металла на основании справочных данных для технической чистой меди принимали равным $\sigma_{пд} = \sigma_m - \frac{2,5\sigma_m}{100}$.

На обмотку возбуждения подавался ток синусоидальной формы с частотой в диапазоне от 44 до 4400 Гц и амплитудой 1 А. Частота возбуждения рассчитывалась исходя из требуемой глубины проникновения вихревых токов. Напряжение, вносимое полем вихревых токов, регистрировалось с помощью измерительной обмотки.

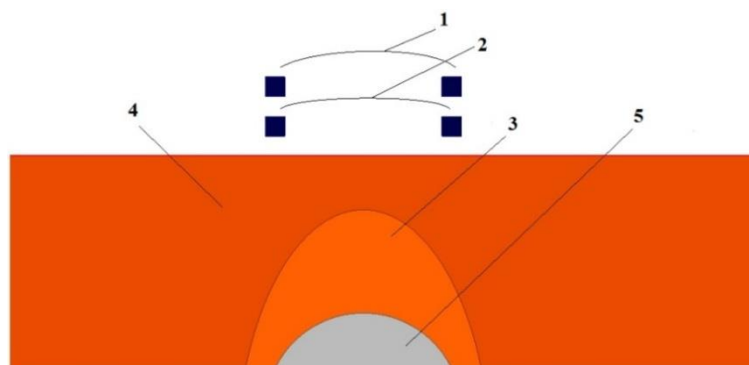


Рис. 2. Конечно-элементная двумерная модель вихретокового преобразователя, установленного над отпечатком от шарового индентора диаметром 10 мм в медной пластине; 1 – обмотка возбуждения, 2 – измерительная обмотка, 3 – зона пластической деформации, 4- медная пластина, 5 – отпечаток

Результатом построения конечно-элементной модели является зависимость амплитуды вносимого напряжения ($|u_{вн}|$) от частоты возбуждения электромагнитного сигнала (f). Обработка полученных результатов позволила определить корреляционную зависимость между параметрами функции $|u_{вн}|(f)$ и размером зоны пластической деформации. Методические аспекты применения разработанной методики показаны на рисунке 3.

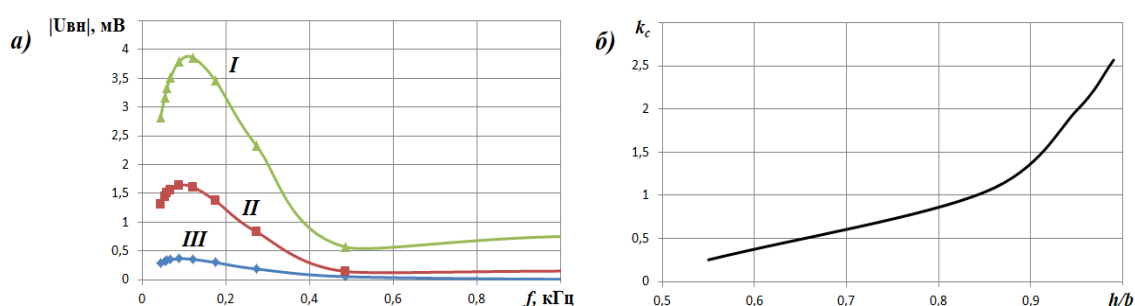


Рис. 3. Результаты построения функции (а) вносимого напряжения от частоты возбуждения электромагнитного сигнала и (б) регрессионной модели расчета размеров зоны пластической деформации при внедрении индентора на (I) 1 мм, (II) 3 мм и (III) 5 мм

Для определения размеров зоны пластической деформации необходимо определить амплитуду вносимого напряжения в зависимости от частоты возбуждения электромагнитной волны. Необходимо отметить, что полученная зависимость $|u_{вн}|(f)$ соответствует функции Гаусса второго порядка

$$|u_{вн}|(f) = a_1 e^{-\left(\frac{f-b_1}{c_1}\right)^2} + a_2 e^{-\left(\frac{f-b_2}{c_2}\right)^2}, \quad (1)$$

где $a_1, b_1, c_1, a_2, b_2, c_2$ – коэффициенты аппроксимирующей функции.

В результате обработки приведенных на рисунке 3а зависимостей отмечается, что наиболее информативным параметром является значение критериального параметра

$k_c = a_1/a_2$. Как показано на рисунке 3б, зависимость критериального параметра k_c от размера зоны пластической деформации можно описать функцией

$$k_c \left(\frac{h}{b} \right) = 2.53 \cdot \left(\frac{h}{b} \right)^{6.87} + 0.27, \quad (2)$$

где h – размер зоны пластической деформации, b – толщина объекта контроля.

Заключение

В рамках исследования рассмотрена проблема оценки размеров зон пластической деформации в металле. Разработана модель вихретокового контроля, включающая в себя полигармоническое возбуждение электромагнитного поля в деформированной медной пластине.

Установлено, что для определения фактического размера зоны пластической деформации методом вихревых токов необходимо зарегистрировать значения амплитуды вносимого напряжения. Возбуждение электромагнитных сигналов следует проводить при помощи полигармонического возбуждения. Применение многочастотного подхода позволяет послойно сканировать состояние изделия, подверженного пластической деформации. Наиболее информативным параметром при оценке размера деформированной зоны является коэффициент k_c аппроксимирующей функции $|u_{\text{вн}}|(f)$. В результате проведенных исследований получена градуировочная характеристика, по значениям которой можно определить фактические размеры зоны пластической деформации.

Исследования выполнены за счет гранта Президента РФ для государственной поддержки молодых российских ученых - кандидатов наук (соглашение № 075-15-2019-333 (МК-2162.2019.8))

Литература

1. Большакова В.В. О возможности применения магнитных методов неразрушающего контроля для оценки напряженно-деформированного состояния трубопроводов / В.В.Большакова, Н.А. Кукин, Г.Я. Дымкин // Известия Петербургского университета путей сообщения. 2014. -№4.- С. 92-98.
2. Глаговский Б.А. Электротензометры сопротивления // Б.А. Глаговский, И.Д. Пивен. - 2-е изд., перераб. и доп. - Ленинград: Энергия. Ленингр. отд-ние, 1972. - 86 с.
3. Петрова Л.Г. Электротехнические материалы: учебное пособие // Л.Г. Петрова, М.А. Потапов, О.В. Чудина. - М.: МАДИ, 2008. - 198 с.
4. Chaudhri M.M. Subsurface plastic strain distribution around spherical indentations in metals / M.M. Chaudhri // Philosophical Magazine A: Physics of Condensed Matter, Structure, Defects and Mechanical Properties. - 1996. - Vol. 74. No. 5. - P. 1213-1224.
5. Матюнин В.М. Обоснование соотношения толщины контролируемого объекта и глубины отпечатка при определении твердости материалов / В.М. Матюнин, А.Ю. Марченков, Е.В. Терентьев, А.Н. Демидов // Технология металлов. -2016. -№8.- С. 30-34.

НЕРАЗБИРАЮЩИЕСЯ КОНСТРУКЦИИ И АДДИТИВНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

NOT VERSED DESIGN AND ADDITIVE TECHNOLOGY

Жигалова А.И. – студент

Московский государственный технологический университет им. Н.Э.Баумана
aelita_zh@mail.ru

Abstract. Assembly unit in the classical sense is a set of parts with the attached technological map of the final product. The parts are assembled into a single structure by traditional methods. However, additive technologies allow the creation of non-collapsible structures. A historical example of such a product is a Chinese souvenir of bone balls, embedded in one another. With the help of additive technologies, it is possible to manufacture disassembly Assembly units for further application in the process. For example, a model of a high-rise tower formwork was made of two single-band elliptical hyperboloids nested one into the other. Traditional methods to invest in another hyperboloid will not work because of the narrow neck. The formwork space was reinforced with metal bars and then filled with epoxy filler. Traditional exterior and interior finishes are not required due to the decorative properties of the material used in additive manufacturing.

Key words: additive technologies, 3D printing, 3D modeling, formwork.

Аннотация. Сборочная единица в классическом понимании представляет собой множество деталей с прилагаемой технологической картой изготовления конечного продукта. Детали собирают в единую конструкцию традиционными методами. Однако аддитивные технологии позволяют создавать неразбирающиеся конструкции. Историческим примером такого продукта служит китайский сувенир из костяных шаров, вложенных один в другой. С помощью аддитивных технологий можно изготовить неразбирающиеся сборочные единицы для дальнейшего применения в технологическом процессе. Например, была изготовлена модель опалубки высотной башни из двух однополосных эллиптических гиперboloидов, вложенных один в другой. Традиционными методами вложить гиперboloид в другой не получится из-за узкого горлышка. Пространство опалубки было армировано металлическими прутьями, а затем залито эпоксидным наполнителем. Традиционная внешняя и внутренняя отделка не требуются из-за декоративных свойств материала, применённого в аддитивных технологиях.

Ключевые слова: аддитивные технологии, 3D печать, 3D моделирование, опалубка.

Цель работы заключается в разработке технологии для производства неразбирающихся конструкций. Под неразбирающимися конструкциями понимаются сложные технологические сборки из нескольких деталей, которые не могут быть изготовлены традиционными методами без частичных разрезов некоторых элементов.

Примером неразбирающейся конструкции является игрушка «китайские шарики», хранящаяся в Кунсткамере в Санкт-Петербурге. В большом шарике из слоновой кости сделаны вырезы через которые мастер резцом выточил второй шар, расположенный внутри первого. Потом во втором шаре были сделаны вырезы, и внутри второго шара был вырезан третий шар. И так далее. Аналогичный экспонат хранится в Музее Академика Ю.Б.Харитона в городе Сарове Нижегородской области.

Задача о технологии неразбирающихся конструкций появилась после анализа известных сооружений русского инженера и учёного В.Г.Шухова [1,2]. Шаболовская радиобашня в Москве имеет стержневую основу и выполнена в форме кругового однополостного гиперboloида в каждой секции [3].

В современных условиях многие технологические ограничения начала 20-го века перестали быть препятствием для конструкторов. Например, верхние секции теперь вполне можно было бы установить с помощью тяжёлого вертолѐта. Ещё одним направлением развития конструкций В.Г.Шухова является переход от конечного числа несущих нагрузку стержней в сооружении к несчѐтному множеству, то есть к оболочке. Несущую оболочку можно изготовить сколь угодно сложной математической формы, применяя аддитивные технологии. Для доказательства этого с помощью 3D-моделирования и 3D-печати была изготовлена полуметровая модель высотной башни из шести секций [4,5]. Секции были точно соединены одна с другой. Каждая секция имеет форму эллиптического однополостного гиперboloида. При проектировании максимально соблюдалось «золотое» соотношение, принятое в архитектуре. Нижние три секции были изготовлены на 3D-принтере в виде пустотелых оболочек толщиной приблизительно 5 мм, а верхние небольшие секции были сделаны цельными, потому что толщина их оболочек равна 2-3 мм.

В процессе изготовления нижних пустотелых секций появилась гипотеза о возможности сборки не только сложных деталей в единую конструкцию, но и единой неразбирающейся системы. Это направление является дальнейшим развитием идей В.Г.Шухова. Идея новой технологии в самом простом варианте её реализации заключается в изготовлении сразу двух деталей на 3D-принтере как единой заготовки для дальнейшего технологического процесса.

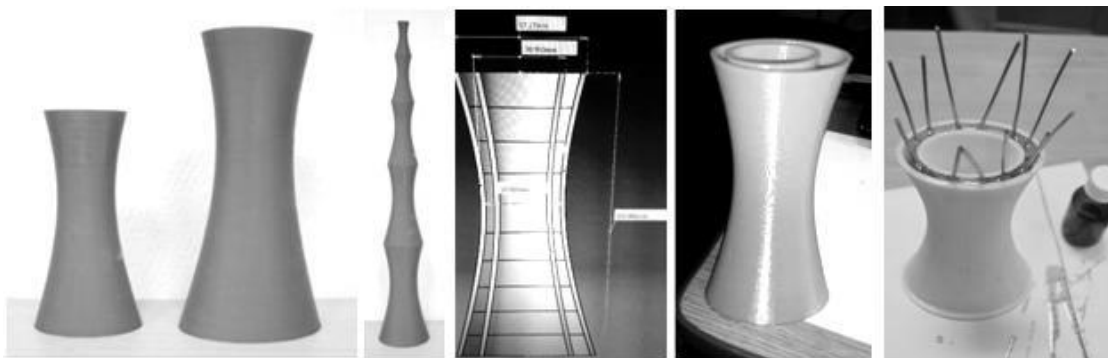


Рис.1. Суть предлагаемой технологии неразбирающейся конструкции

Суть предлагаемой технологии изготовления неразбирающейся конструкции поясняется схемой на рис.1. С помощью 3D-моделирования было выполнено проектирование двух тонких оболочек со сложными поверхностями в виде эллиптических однополостных гиперboloидов. Математическое обоснование формы конструкции и физические основы такого проекта были подробно изложены при создании модели высотной башни аддитивными технологиями 3D-печати [3]. Такую сложную комбинацию двух эллиптических однополостных гиперboloидов можно изготовить только совместно аддитивными технологиями на 3D-принтере. После изготовления обе детали центрируются и устанавливаются на единое основание. Аддитивные технологии позволяют изготовить основание одновременно с двумя оболочками, но сначала было решено не совмещать эти технологические операции для детальной отработки процесса в целом и отработки методики моделирования. В предлагаемом технологическом процессе аддитивными технологиями изготавливается опалубка любой сложности для дальнейшего заполнения силовой субстанцией. Форма поверхностей в виде эллиптических или круговых однополостных гиперboloидов позволяет после изготовления опалубки без малейшего труда ввести в свободное пространство между оболочками прямолинейные прутья стальной или композиционной арматуры, а потом залить это пространство наполнителем. Для строительных конструкций актуальным наполнителем является бетон, создавая единую железобетонную конструкцию, а для авиационной и космической

техники всё чаще начинают применять углеволокно и композиционные материалы, например, с эпоксидными наполнителями. После затвердевания наполнителя в пространстве между оболочками конструкция готова к применению.

Объектом исследования в этой работе являются те же самые секции модели высотной башни, изготовленные по тем же самым математическим моделям, но незначительно доработанные исключительно масштабированием. Одна деталь меньшего размера расположена внутри другой детали большего размера. Но узкое горлышко большого однополостного гиперboloида слишком маленькое, чтобы провести через него основание сравнительно маленькой внутренней оболочки. Иными словами, максимальный диаметр маленькой внутренней детали оказывается больше минимально диаметра большой внешней оболочки. Это видно на рис.2.



Рис.2. Изготовленные неразбирающиеся конструкции-опалубки

Для отработки аддитивной технологии было изготовлено несколько неразбирающихся конструкций, как показано на рис.3. Цель создания такого комплекта новых деталей заключается в обосновании возможности на самом начальном этапе технологического процесса строительства выполнить отделочные работы, а потом создать силовую армированную базу конструкции. Аддитивные технологии используют материалы, которые не требуют дальнейшего улучшения товарного вида. Это значительно упрощает работу при отделке здания или сооружения на заключительном этапе технологического процесса.



Рис.3. Неразбирающиеся опалубки с основаниями

Результатом 3D-моделирования и 3D-печати стала сложная неразбирающаяся конструкция из внутренней и внешней оболочек. Эти оболочки не являются силовыми элементами, но вполне могут служить в качестве опалубки для заполнения пространства между ними раствором бетона, эпоксидной смолой, арматурой и наполнителем композиционного материала – любым материалом, принимающим на себя основные нагрузки, действующие на конструкцию. Если бы у В.Г.Шухова была возможность воспользоваться такими технологиями, то облик Шаболовской башни в Москве и других сооружений русского инженера оказался бы совершенно другим. Останкинская башня создавалась уже не только из центрального напряжённого стержня, арматуры, но ещё из бетонной оболочки. В предлагаемом технологическом процессе аддитивными технологиями изготавливается опалубка любой сложности для дальнейшего заполнения силовой субстанцией.

Форма поверхностей в виде эллиптических или круговых однополостных гиперboloидов позволяет после изготовления опалубки без малейшего труда ввести в свободное пространство между оболочками прямолинейные прутья стальной или композиционной арматуры, а потом залить это пространство наполнителем.

Выводы

1. Теоретически обоснована и практически доказана возможность создания комплекса деталей сборочной единицы аддитивными технологиями, которую нельзя изготовить традиционными методами.
2. Применение предложенной технологии изготовления опалубки сложной формы в строительстве позволяет реализовать не только новые архитектурные решения, но и устранить необходимость финальных отделочных работ, сократив финансовые затраты.
3. Предложенная технология позволяет создавать многослойные армированные конструкции, в том числе из новых композиционных материалов.

Литература

1. Андреев Н.Н. и др. Ажурная башня / Математические этюды. Электронный ресурс: <http://www.etudes.ru/ru/etudes/shukhov/>
2. Андреев Н.Н., Коновалов С.П., Панюнин Н.М. Шуховские башни // Математическая составляющая. М.: Математические этюды, 2015. С.60-61. Электронный ресурс: <http://book.etudes.ru/toc/shuhov/>
3. Жигалова А.И. Аддитивные технологии для изготовления сложных деталей / Тезисы докладов 21-й Научно-технической конференции молодых учёных и специалистов, 30.10 – 03.11.2017 г. Том 1. С.96-97. Электронный ресурс: <https://conf.energia.ru/images/tezis-1.pdf>
4. Жигалова А.И. Изготовление неразбирающихся 3D-конструкций аддитивными технологиями как развитие идей В.Г.Шухова / Материалы XXX Международной конференции "Современные информационные технологии в образовании 2019". Часть 2. Троицк-Москва, 25 июня 2019 г. Изд-во "Тровант". 167 с. Направление: Конференция "Умный дом руками детей". С.98-100. Электронный ресурс: <https://ito2019.bytic.ru/uploads/files/compilation2019.pdf>
5. Жигалова А.И. Математическая архитектура высотной башни на основе однополостного гиперboloида // Строительство - формирование среды жизнедеятельности [Электронный ресурс]: сборник трудов XX Международной межвузовской научно-практической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых (26-28 апреля 2017 г., Москва) / Изд-во Моск. гос. строит. ун-та, 2017. С.71-73. Эл. ресурс: <http://mgsu.ru/resources/izdatelskaya-deyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkrdostupa/>

ШАГАЮЩЕЕ КОЛЕСО – ЗАЯВКА НА ПАТЕНТ WALKING WHEEL - PATENT APPLICATION

Жукова В.С. – студент

ФГБОУ ВО НИУ «Московский государственный технический университет им.
Н.Э.Баумана» (НИУ МГТУ им. Н.Э.Баумана)
viktorijajukova1@yandex.ru

Abstract. If you reverse the movement of the mechanisms of P. L. Chebyshev, that is, to fix the crank when rotating mechanisms with the wheel, you get a device that can roll like a normal wheel, and walk on the road. The rotary scheme and the complex movement of the working point allow you to switch the mode of movement by turning the crank lever. The oars on the connecting rods allow you to move through the water. Phase control of the motion mode of the new device is put on protection. An application for a patent for the invention.

Key words: hinge, lever, connecting rod, crank, rocker, mechanism.

Аннотация. Если обратить движение механизмов П.Л.Чебышева, то есть закрепить кривошип при вращении механизмов вместе с колесом, то получится устройство, которое может и катиться как обычное колесо, и шагать по бездорожью. Роторная схема и сложное движение рабочей точки позволяют переключать режим движения поворотом рычага-кривошипа. Вёсла на шатунах позволяют двигаться по воде. На защиту выносятся фазовое управление режимом движения нового устройства. Подана заявка на патент.

Ключевые слова: шарнир, рычаг, шатун, кривошип, коромысло, механизм.

Изобретение относится к области шарнирно-рычажных механизмов и колёсных устройств [1]. Известен четырёхзвенный, если считать неподвижный корпус, лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева, состоящий из неподвижного корпуса, на котором закреплены шарниры 1 и 2 ведущего кривошипа 3, коромысла 4 и шатуна 5. Схема лямбдаобразного механизма показана на рис.1 слева. Описание этого механизма приведено в книге: Полное собрание сочинений П.Л.Чебышева. Том.4. Теория механизмов. - Москва-Ленинград: Издательство Академии наук СССР, 1948 г. – С.165, в статье П.Л.Чебышева в этой книге «О преобразовании вращательного движения в движение по некоторым линиям» на стр.161-165, к которой имеется электронный режим доступа <http://www.tcheb.ru/1>. Лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева позволяет получить природную шагающую траекторию движения стопы человека или копыта животного, по которой движется рабочая точка М шатуна 5.

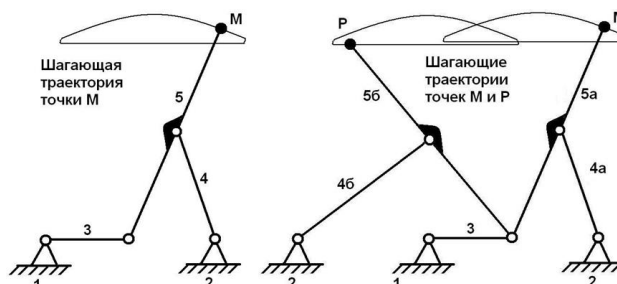


Рис.1. Аналог и прототип шагающего колеса

Известна система из двух пар лямбдаобразных механизмов, применённая в шагающей машине П.Л.Чебышева: И.И.Артоболевский, Н.И.Левитский. Модели механизмов П.Л.Чебышева / В кн.: Полное собрание сочинений П.Л.Чебышева. Том IV. Теория механизмов. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1948, С.227-228. В этой системе движение

двух лямбдаобразных механизмов в каждой паре синхронизировано промежуточным шатуном. В качестве прототипа для изобретения был выбран двойной лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева, применённый на лодке, который показан на рис.1 справа. Описание этого механизма как части гребного устройства содержится в книге: И.И.Артоболевский, Н.И.Левитский. Модели механизмов П.Л.Чебышева / В кн.: Полное собрание сочинений П.Л.Чебышева. Том IV. Теория механизмов. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1948, С.228-229. Особенностью прототипа является закрепление на одном кривошипе 3 сразу двух шатунов 5а и 5б, каждый из которых дополнительно шарнирно соединён с коромыслами 4а и 4б соответственно, как в отдельном единичном лямбдаобразном механизме П.Л.Чебышева. Кривошип 3, коромысла 4а и 4б соединены с неподвижным корпусом цилиндрическими шарнирами 1 и 2 как с единым неподвижным звеном механизма. Двойной лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева позволяет получить сразу две рабочие точки М и Р, которые двигаются по шагающим траекториям. Хотя шагающие траектории пересекаются, рычаги не мешают работе друг друга, потому что из-за симметричности шагающих траекторий лямбдаобразные механизмы развёрнуты друг относительно друга на 180 градусов, что обеспечивает такой же сдвиг по фазе в движении рабочих точек М и Р шатуна друг относительно друга. Недостатком прототипа, как и других шагающих аналогов, является узкая область применения, например, по бездорожью, потому что колёсный способ передвижения энергетически более эффективен, более надёжен и прост. Однако колесо требует достаточно ровной и твёрдой опорной поверхности, в противном случае начнётся пробуксовка.

Целью изобретения является расширение условий применения колёсного движителя. Эта цель достигается совмещением колеса, в качестве движителя с его достоинствами применения на ровной дороге, с преимуществами шагающего шарнирно-рычажного лямбдаобразного механизма П.Л.Чебышева. Для такого совмещения предложено шагающее колесо, состоящее из колёсной пары и нескольких лямбдаобразных механизмов, отличающееся тем, что механизм выполнен по роторной схеме с радиусом колёс больше минимального удаления концевых точек шатунов от оси вращения, но меньше максимального удаления концевых точек шатунов от оси вращения, с вращением колёсной пары вместе с закреплёнными шарнирно на колёсах лямбдаобразными механизмами, равномерно распределёнными по кругу, при закреплённом на неподвижном корпусе кривошипе.

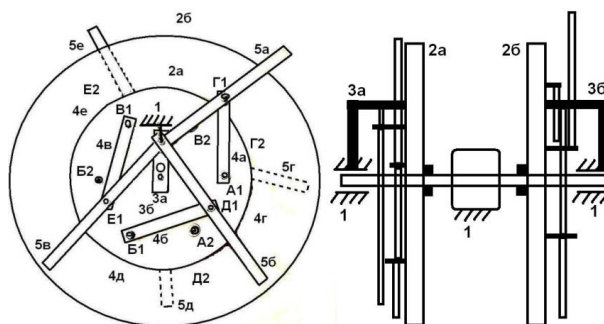


Рис.2. Схема шагающего колеса

Устройство шагающего колеса показано на рис.2. Шагающее колесо состоит из корпуса 1 и двух колёс 2а и 2б. Колёса 2а и 2б разнесены на некоторое расстояние, позволяющее разместить между ними двигатель. Колёса 2а и 2б неподвижно закреплены на валу двигателя. Двигатель закреплён на корпусе 1, выполняющем роль общего неподвижного звена механизма. Вал двигателя является цилиндрическим шарниром О в кривошипах 3а и 3б. Кривошипы 3а и 3б размещены снаружи колёс 2а и 2б и одной своей осью неподвижно связаны с корпусом 1. С позиции кинематики кривошипы 3а и 3б

являются продолжением неподвижного корпуса 1. Колёса 2а и 2б вместе с валом могут свободно вращаться в цилиндрическом шарнире О кривошипов 3а и 3б. Снаружи колёс 2а и 2б размещаются лямбдаобразные механизмы П.Л.Чебышева. Количество лямбдаобразных механизмов может быть произвольным. Три лямбдаобразных механизма свободно размещаются с каждой наружной стороны колёс 2а и 2б, а большее количество лямбдаобразных механизмов потребует применять искривлённые рычаги для обхода осей вращения. Каждый из кривошипов 3а и 3б является общим рычагом для всех лямбдаобразных механизмов, расположенных с той же стороны колеса, где находится кривошип. Каждый лямбдаобразный механизм имеет две шарнирные точки закрепления на вращающемся колесе. На колесе 2а цилиндрические шарниры коромысел 4а, 4б, 4в обозначены А1, Б1, В1 соответственно. На колесе 2б цилиндрические шарниры коромысел 4г, 4д, 4е обозначены А2, Б2, В2, на рис.2 находятся за колёсами 2а и 2б. На колесе 2а шатуны 5а, 5б, 5в посредством цилиндрических шарниров соединены с неподвижной осью кривошипа 3а, которая является продолжением неподвижного корпуса 1. На колесе 2б шатуны 5г, 5д, 5е посредством цилиндрических шарниров соединены с неподвижной осью кривошипа 3б, которая является продолжением неподвижного корпуса 1. В каждом лямбдаобразном механизме середина шатуна посредством цилиндрического шарнира соединена с коромыслом. На колесе 2а середины шатунов 5а, 5б, 5в соответственно соединены цилиндрическими шарнирами с коромыслами 4а, 4б, 4в в точках Г1, Д1, Е1. На колесе 2б середины шатунов 5г, 5д, 5е соответственно соединены цилиндрическими шарнирами с коромыслами 4г, 4д, 4е в точках Г2, Д2, Е2. Точки А1, А2, Б1, Б2, В1, В2 размещения цилиндрических шарниров в указанном порядке равномерно в угловом отношении размещены на окружности. Для шести лямбдаобразных механизмов угол между двумя любыми соседними точками равен 60 градусов. Колёса 2а и 2б имеют одинаковые диаметры. Диаметры колёс 2а и 2б выбраны так, чтобы концы всех шатунов 5а, 5б, 5в, 5г, 5д, 5е при наименьшем удалении от центра О колеса во время движения были удалены на расстояние меньше радиуса колёс, а при наибольшем удалении от центра О колеса во время движения удаление этих же концов шатунов было больше радиуса колёс 2а и 2б.

Шагающее колесо работает по роторному принципу, потому что лямбдаобразные механизмы закреплены на колёсах 2а и 2б, а колёса вращаются вокруг оси О, являющейся валом двигателя. Кривошипы 3а и 3б неподвижны. В отличие от традиционного лямбдаобразного механизма П.Л.Чебышева получилась обращённая схема движения. В традиционном лямбдаобразном механизме кривошип вращается вокруг точки О, а шарнирные точки закрепления А1, Б1, В1, А2, Б2, В2 соответственно коромысел 4а, 4б, 4в, 4г, 4д, 4е неподвижны. В шагающем колесе предлагается роторное техническое решение, то есть, наоборот, лямбдаобразные механизмы вращаются вокруг неподвижных кривошипов 3а и 3б, являющихся продолжением неподвижного корпуса 1. При вращении колёс 2а и 2б, закреплённых на валу двигателя и представляющих с ним единую колёсную пару, лямбдаобразные механизмы начинают вращаться вместе с колёсами. Концы шатунов 5а, 5б, 5в, 5г, 5д, 5е совершают сразу два движения. Во-первых, это вращательное движение вместе с колёсами по окружности. Во-вторых, это шагающее движение по шагающей траектории П.Л.Чебышева, ради которой русским инженером в конце 19-го века был изобретён лямбдаобразный механизм. В результате сложения двух движений концевая рабочая точка каждого шатуна движется по овальной траектории, но центр овала не совпадает с центром О колёс 2а и 2б. В фиксированном относительно неподвижного корпуса 1 положении рабочие точки концов шатунов постоянно находятся на одном и том же удалении от центра О колёс 2а и 2б. Это удаление может быть как меньше, так и больше радиуса колёс 2а и 2б.

Шагающее колесо имеет два режима движения и работает следующим образом.

Первый режим работы это обычное качение колеса по поверхности. Этот режим соответствует схеме расположения шатунов на рис.2 в предположении, что опорная

поверхность находится снизу, то есть под колесом. Когда концевая рабочая точка очередного шатуна, приближающегося к опорной поверхности, подходит к земле, её удаление от центра O колёс $2a$ и $2b$ становится меньше радиуса этих колёс. В результате этого концевые рабочие точки шатунов никогда не коснутся земли, поэтому шагающее колесо будет совершать обычное качение по поверхности. Этот режим соответствует движению по ровной твёрдой дороге.

Второй режим включается, когда колесо начинает буксовать на размытой поверхности: грязь, трясина, снег, лёд, шуга, то есть когда колесу не хватает зацепления с опорной поверхностью. В этом случае в работу включаются рычаги, то есть шатуны со своими концевыми рабочими точками, совершающими шагающее движение, как в лямбдаобразном механизме П.Л.Чебышева. Чтобы включить шагающий режим, надо выполнить фазовый разворот механизма на 180 градусов, то есть перевернуть шагающее колесо. Такой переворот и сдвиг по фазе выполняется поворотом кривошипов $3a$ и $3b$ как единого звена на 180 градусов. На рис.2 кривошипы $3a$ и $3b$ ориентированы вертикально вверх от оси вращения O колёс $2a$ и $2b$, но если их повернуть вертикально вниз, то это будет равносильно повороту чертежа и всей схемы на 180 градусов. Поворот выполняется рукояткой с последующем закреплением неподвижной оси кривошипов $3a$ и $3b$ в новом нижнем положении на корпусе, теперь уже снизу на рис.2. После такого поворота рабочие концевые точки шатунов теперь уже в нижней части траектории своего движения по смещённой овальной траектории, а не в верхней, как показано на рис.2, удалятся от центра O колёс $2a$ и $2b$ на расстояние больше радиуса, поэтому приподнимут механизм, войдут в зацепление с опорной поверхностью, устроят проскальзывание колеса, потому что колесо перестанет катиться в традиционном понимании после подъёма, и совершат шагающее перемещение механизма. Схема двух режимов работы шагающего колеса показана на рис.3 слева.

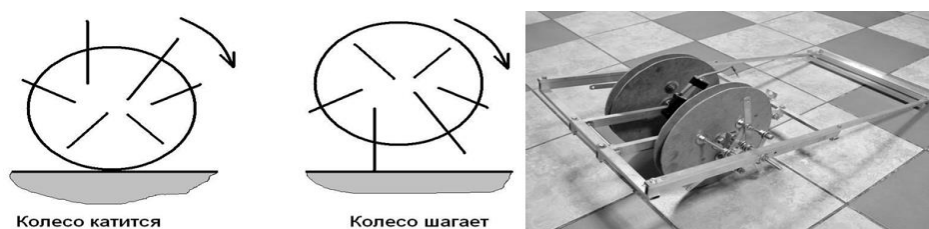


Рис.3. Два режима движения шагающего колеса и фотография механизма

Шагающий режим работы шагающего колеса является экстренным, кратковременным, необходимым только для преодоления непроходимого обычным колесом участка. В шагающем режиме повышены ударные нагрузки, но это необходимо для хорошего зацепления механизма со скользкой поверхностью. После преодоления трудного участка дороги кривошипы $3a$ и $3b$ переводятся из нижнего положения в верхнее положение, шагающий режим работы шагающего колеса отключается, включается обычный режим качения без ударных нагрузок.

Для доказательства работоспособности предложенного устройства была изготовлена действующая модель, приводимая в движение электродвигателем. Переключение режима движения с качения на шаг выполнялось переворотом модели, то есть разворотом кривошипа-корпуса на 180 градусов. Фотография действующей модели показана на рис.3 справа с кривошипом, включённым в режим шага, и выступающими шатунами.

Литература

1. Жукова В.С. Шагающее колесо. Заявка 2018504370 на патент от 09.10.2018.

**ГРАФО-АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПРЯМОЛИНЕЙНЫХ
ЦЕНТРАЛЬНО СЖАТЫХ СТЕРЖНЕЙ НА УСТОЙЧИВОСТЬ**
*GRAPHIC-ANALYTICAL CALCULATION METHOD OF STRAIGHT
CENTRALLY COMPRESSED BARS ON STABILITY*

Зотов Д.Д. – курсант, Кудрявцев И.А. – курсант, Чабунин И.С. – к.т.н., доцент
Московское высшее общевойсковое командное училище
tchabunin@rambler.ru

Abstract. A significant disadvantage of use in the design of the rods of the calculation method for stability to reduction of the basic allowable stress is the need to use the method of successive approximations, requires a large number computations. In this article offers an alternative graphic-analytical calculation method, devoid of this shortcoming. Its essence is to obtain the analytical dependence of the coefficient of reduction of the main allowable stress on the flexibility and graphical definition of their real values as the coordinates of the intersection point of the graph of the obtained dependence and the graph constructed by reference values.

Key words: rod, stability, calculation, graphic-analytical method.

Аннотация. Существенным недостатком при проектировании стержней применения метода расчёта на устойчивость по коэффициенту снижения основного допускаемого напряжения является необходимость использования способа последовательных приближений, требующего большого количества вычислений. В данной работе предлагается альтернативный графо-аналитический метод расчёта, лишенный этого недостатка. Суть данного метода состоит в аналитическом получении зависимости коэффициента снижения основного допускаемого напряжения от гибкости и графического определения их действительных величин как координат точки пересечения графика полученной зависимости и графика, построенного по справочным значениям.

Ключевые слова: стержень, устойчивость, расчет, графо-аналитический метод.

Практически всем, кто изучал курс сопротивления материалов, известно графическое представление зависимости нормального напряжения $\sigma_{кр}$, соответствующего критической силе, превышение которой вызывает потерю устойчивости первоначальной формы однородного прямолинейного центрально сжатого стержня, от его гибкости λ (рис. 1).

Кривая I соответствует расчётной зависимости $\sigma_{кр} = \pi^2 E / \lambda^2$, где $\lambda = \beta l / i$ – гибкость стержня; $i = \sqrt{J_{\min} / A}$ – минимальный радиус инерции; J_{\min} – минимальный осевой момент инерции поперечного сечения; A – площадь поперечного сечения; β – коэффициент приведения длины, зависящий от способа закрепления стержня; l – длина стержня.

Как следует из характера кривой I , по мере уменьшения гибкости стержня напряжение $\sigma_{кр}$ неограниченно возрастает, чего в реальности быть не должно. Поскольку при достижении напряжением предельной величины σ_L (предела текучести при сжатии $\sigma_{т.с.}$ для пластичного материала или предела прочности при сжатии $\sigma_{в.с.}$ – для хрупкого) стержень теряет свою несущую способность, то вводится ограничивающая прямая II , отсекающая верхнюю часть кривой I . При возникновении упруго-пластических деформаций расчет на устойчивость следует вести по формуле Ясинского: $\sigma_{кр} = a - b\lambda + c\lambda^2$, где a, b, c – коэффициенты, зависящие от материала, из которого изготовлен стержень.

Таким образом, при условии, что $\lambda < \lambda_0$, т.е. когда стержень имеет малую гибкость, его следует рассчитывать на прочность; стержень средней гибкости, когда $\lambda_0 < \lambda < \lambda_{пред}$, нужно рассчитывать на устойчивость по формуле Ясинского; при $\lambda > \lambda_{пред}$ – по формуле Эйлера (стержень большой гибкости).

Существует метод расчёта по коэффициенту снижения основного допускаемого напряжения. Допускаемое напряжение на сжатие равно $[\sigma]_C = \sigma_L / n_C$ (n_C – коэффициент запаса прочности). Допускаемое напряжение на устойчивость определяется по выражению $[\sigma]_y = \sigma_{кр} / n_y$. Отношение допускаемых напряжений: $[\sigma]_y / [\sigma]_C = \sigma_{кр} \cdot n_C / (n_y \cdot \sigma_L)$, или $[\sigma]_y = \varphi \cdot [\sigma]_C$, где $\varphi = \sigma_{кр} \cdot n_C / (n_y \cdot \sigma_L)$ – коэффициент снижения допускаемых напряжений.

Идея метода расчёта стержней на устойчивость состоит в том, что если для стержня малой гибкости допускаемое напряжение на сжатие равно $[\sigma]_C$, то с увеличением гибкости его нужно постепенно снижать, умножая на коэффициент φ , величина которого меньше единицы. Значения коэффициента φ в зависимости от гибкости λ для различных материалов имеются в литературе.

В расчётной практике в зависимости от условия задачи встречаются проверочный и проектировочный расчёты на устойчивость. В случае проверочного расчёта затруднений при использовании коэффициента φ , как правило, не возникает. Исходя из геометрических параметров стержня, условий его закрепления, определяется минимальная величина радиуса инерции, гибкость, допускаемое напряжение на устойчивость. Затем сравниваются напряжения, возникающие в поперечных сечениях стержня от сжимающей силы величиной F ($\sigma = F/A$) с допускаемым напряжением на устойчивость, и делается соответствующий вывод.

При проектировочном расчёте возникает неопределённость вследствие того, что при вычислении площади поперечного сечения, исходя из условия $\sigma = F/(\varphi A) \leq [\sigma]_C$, т.е. $A \geq F/(\varphi [\sigma]_C)$ значение коэффициента φ неизвестно. Это приводит к тому, что приходится пользоваться методом последовательных приближений [1], [2]. Задаваясь начальным значением $\varphi_1 = 0,5 \dots 0,6$, вычисляется требуемая площадь сечения A_1 . Зная тип сечения, определяются его минимальный радиус инерции i_1 и гибкость стержня λ_1 . По величине λ_1 устанавливается соответствующее значение коэффициента снижения допускаемых напряжений φ'_1 . Если значения φ'_1 и φ_1 существенно отличаются друг от друга, то повторяют расчёт, принимая на втором шаге вычислений значение коэффициента $\varphi_2 = (\varphi_1 + \varphi'_1) / 2$. Вычисляются новые значения площади A_2 , минимального радиуса инерции i_2 , гибкости λ_2 и соответствующее значение коэффициента φ'_2 . Если φ'_2 и φ_2 существенно отличаются друг от друга, то снова повторяют расчёт, принимая $\varphi_3 = (\varphi_2 + \varphi'_2) / 2$. И так далее, постепенно приближаясь к истинной величине площади поперечного сечения стержня.

Таким образом, необходимость использования способа последовательных приближений, требующего большого количества вычислений, – недостаток применения метода расчёта на устойчивость по коэффициенту снижения основного допускаемого напряжения при проектировочном расчёте.

Этого недостатка лишён предлагаемый графо-аналитический метод расчёта прямолинейных центрально сжатых стержней на устойчивость. Его суть состоит в аналитическом получении зависимости $\varphi(\lambda)$ коэффициента φ от гибкости λ и графического определения действительных величин φ и λ как координат точки пересечения графика полученной зависимости и графика, построенного по значениям φ

от λ , взятых из литературы. В частности, в табл. 1 [3] представлены соответствующие параметры для стали с $\sigma_{Т.С.} = 400 \text{ МПа}$ [3].

Табл. 1. Значения коэффициентов φ в зависимости от гибкости λ

λ	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100	110
φ	1,000	0,982	0,949	0,905	0,854	0,796	0,721	0,623	0,532	0,447	0,369	0,306
λ	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	
φ	0,260	0,223	0,195	0,171	0,152	0,136	0,123	0,111	0,101	0,093	0,086	

В качестве примера рассмотрим прямолинейный стержень квадратного поперечного сечения $b \times b$ с защемленным концом, нагруженный центрально приложенной сжимающей силой величиной F (рис. 2). Для него $A = b^2$; $J_{\min} = b^4/12$; $i = \sqrt{J_{\min}/A} = b/\sqrt{12}$; $\lambda = \beta l/i = \sqrt{12} \beta l/b$. Так как $\sqrt{A} = b$, то $\lambda = \sqrt{12} \beta l/\sqrt{A}$. Отсюда следует, что $A = 12 \beta^2 l^2/\lambda^2$. С другой стороны, $A \geq F/(\varphi[\sigma]_c)$. Из сравнения двух последних выражений получаем, что минимальная величина площади поперечного сечения стержня будет определяться по зависимости: $\varphi = F \lambda^2 / 12 \beta^2 l^2 [\sigma]_c$.

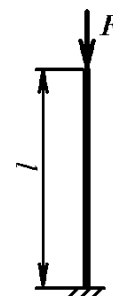
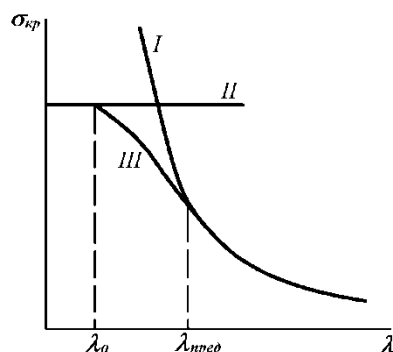


Рис. 1. Зависимость критических напряжений от гибкости стержня

Рис. 2. Расчетная схема стержня

Построим график изменения φ от λ , например, по табл. 1, и график последней зависимости, задавшись $l = 1 \text{ м}$, $\beta = 2$ (жесткая заделка одного из концов стержня), $F = 500 \text{ кН}$. Получаем значения φ и λ , как координаты точки пересечения этих двух графиков. Соответствующие построения представлены на рис. 3. Найденное из рис. 3 значение $\lambda \approx 109$ подставляем в формулу $A = 12 \beta^2 l^2/\lambda^2$. Учитывая, что для квадрата $b = \sqrt{A}$, получаем $b = 64 \text{ мм}$.

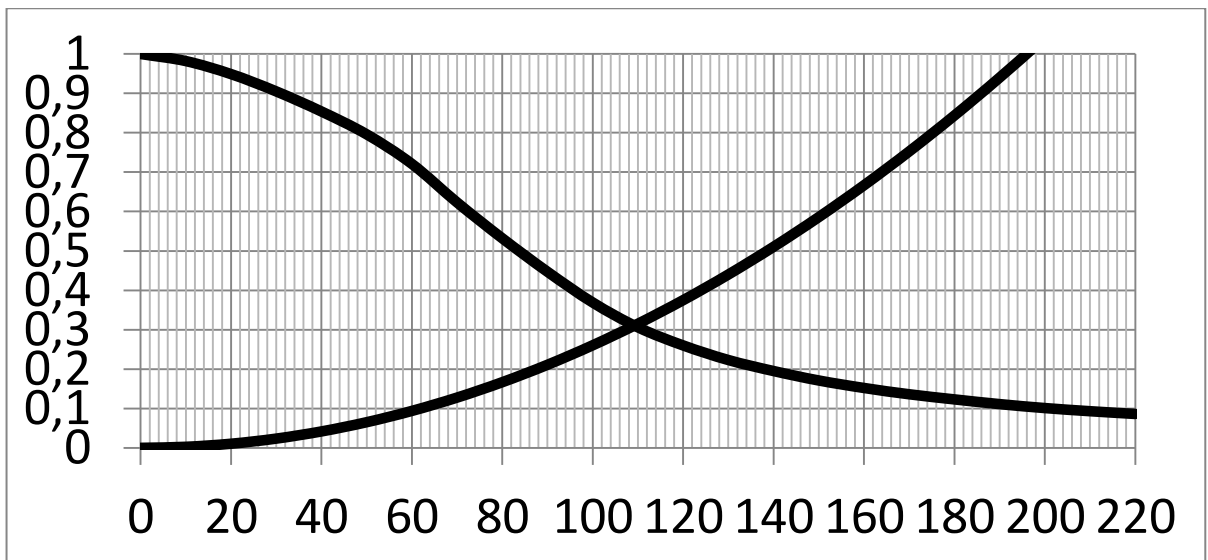


Рис. 3. Определение коэффициента снижения допускаемых напряжений

На рис. 4 представлены результаты расчёта на устойчивость соответствующего стержня в нелинейной постановке с использованием программного комплекса Nastran (стержень изображён в деформированном состоянии под действием сжимающей силы величиной 700 кН, на шкале – полное перемещение), на рис. 5 – для наглядности график перемещения δ незакрепленного конца стержня, перпендикулярного его первоначальной оси в недеформированном состоянии, полученный по результатам пошагового расчёта с помощью Nastran. Как видно, при значении сжимающей силы примерно 500 кН происходит резкое увеличение прогиба. Таким образом, численное решение подтверждает правомерность использование графо-аналитического метода.

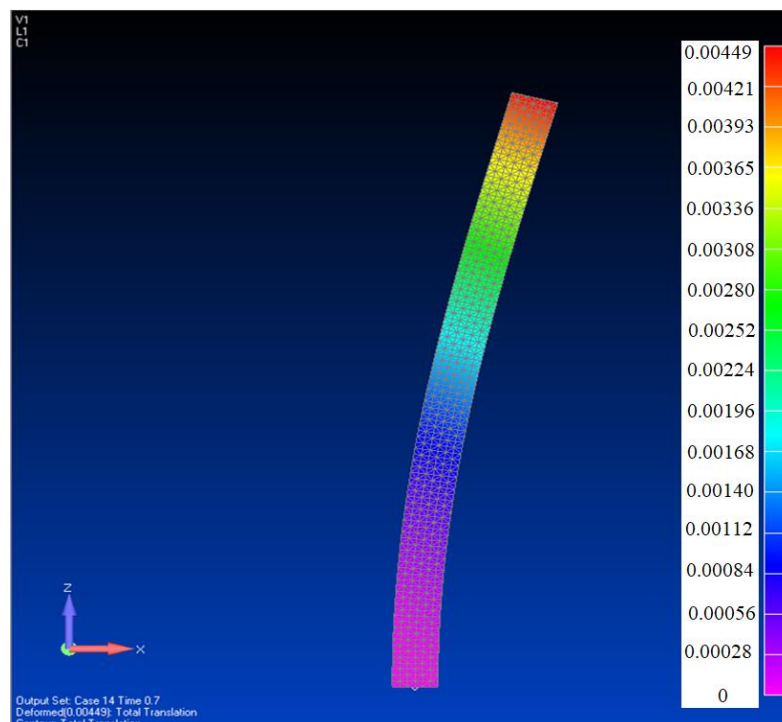


Рис. 4. Результат расчет с использованием программного комплекса Nastran

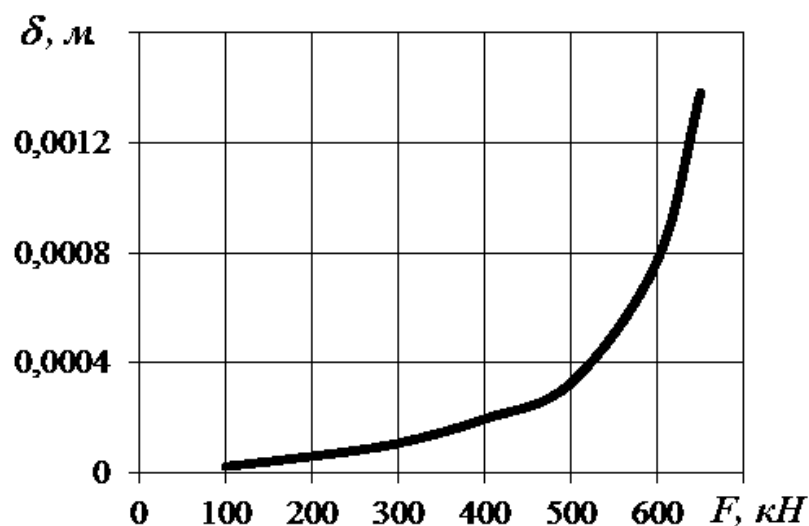


Рис. 5. Зависимость перемещения свободного конца стержня от сжимающей силы

Описанный метод можно использовать для стержней, поперечное сечение которых позволяет получить аналитическую зависимость между площадью A и осевым моментом инерции J_{\min} , – круга, квадрата, треугольника, прямоугольника с заданным соотношением сторон и др., т.е. для простых типов сечения. Это ограничивает его использование в случае расчета стержней с более сложным сечением, что является недостатком.

Литература

1. Сопротивление материалов. Под общей ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко. – Киев: Изд. Объединение «Вища школа», 1973. – 672 с.
2. Сопротивление материалов: Учеб. для вузов / В.А. Александров, В.Д. Потапов, Б.П. Державин; Под ред. Александрова. – 4-е изд. испр. – М.: Высш. шк., 2004. – 560 с.
3. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов: Учебник для вузов – 9-е изд., перераб. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1986. – 512 с.

**ТЕХНОЛОГИЯ ШТАМПОВКИ ТОНКОЛИСТОВОЙ
ОСЕСИММЕТРИЧНОЙ ДЕТАЛИ**
STAMPING TECHNOLOGY FOR SHEET AXISYMMETRIC PART

Ипполитов А.О. - студент, **Гоголев А.Л.** – студент.
Московский политехнический университет
semlyovich@yandex.ru, ippao@yandex.ru

Abstract. The process of stamping and flanging of sheet material is investigated. The maximum drawing depth has been identified. A new technology is proposed that combines the drawing process with the subsequent flanging of the resulting part.

Key words: thin sheet, axisymmetric stamping, flanging, combination of operations.

Аннотация. Исследован процесс вытяжки и отбортовки тонколистового материала. Выявлена предельная глубина вытяжки. Предложена новая технология совмещающая процесс вытяжки с последующей отбортовкой полученной детали.

Ключевые слова: тонкий лист, осесимметричная вытяжка, отбортовка, совмещение операций.

На процесс вытяжки могут влиять химический состав материала, условия прокатки заготовки и ее свойства. Кроме этого оказывает влияние на процесс штамповки условия формоизменения: геометрия инструмента, наличие прижима, скорость штамповки [1-3]. Вытяжка тонколистового материала очень часто имеет свои особенности, связанная с ухудшением пластичности по сравнению с толстостенным листовым аналогом [4-6]. В связи с этим общее количество операций для изготовления готовой детали может увеличиваться [7-8]. В работе рассмотрен процесс вытяжки детали заклепка из тонколистового материала толщиной 0,55 мм.

Заклепка фрикционной накладки - это пустотелая заклепка со сквозным отверстием. Данная деталь применяются для фрикционных накладок тормозных колодок и накладок сцепления. Монтаж таких заклепок производится с использованием специальных инструментов.

Высокая потребность в таковых крепежных элементах появилась в связи с тем, что для крепления листового металла к другой поверхности металла не всегда возможно и целесообразно использование сварного соединения. В таких случаях наиболее часто прибегают к процессу механического соединения деталей при помощи заклепок, то есть к клепке. Стоит отметить, что клепка так же может применяться для соединения не свариваемых металлов или неметаллических деталей между собой. Поэтому данный крепежный элемент является очень распространённым и достаточно востребованным на рынке.

Заклепка (рис.1) представляет собой осесимметричную деталь в форме цилиндра, изготавливаемая из листового металла. Заклепка так же имеет головку (шляпку), которая в процессе клепки упирается в материал. В процессе такого соединения конец стержня расплющивается, меняя форму под воздействием силы.

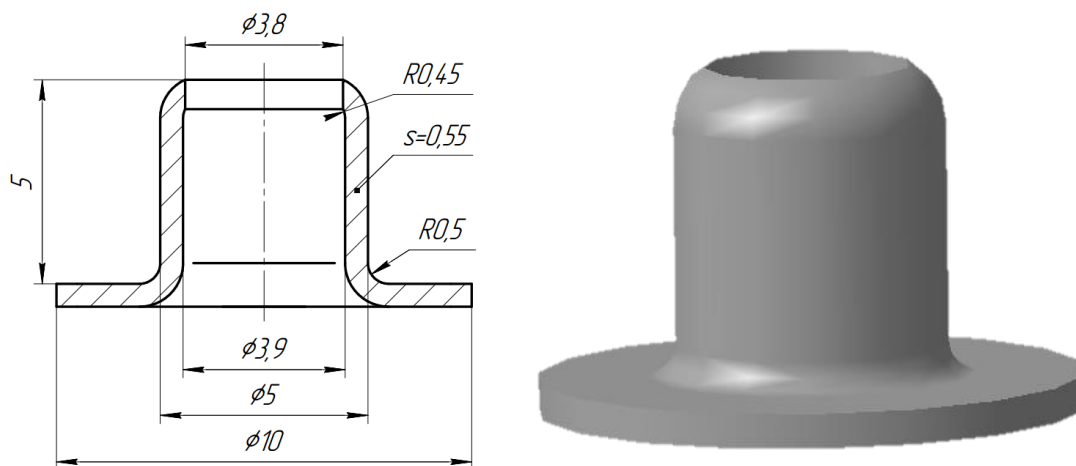


Рис. 1. Заклепка фрикционной накладки

Чаще всего данные заклепки изготавливаются на прессах автоматах. В качестве инструмента применяют штампы последовательного действия.

В классическом варианте изготовления заклепок присутствуют 4 операции вытяжки листового материала, операция пробивки дна, пробивка отверстия и нанесение химического покрытия на изделие.

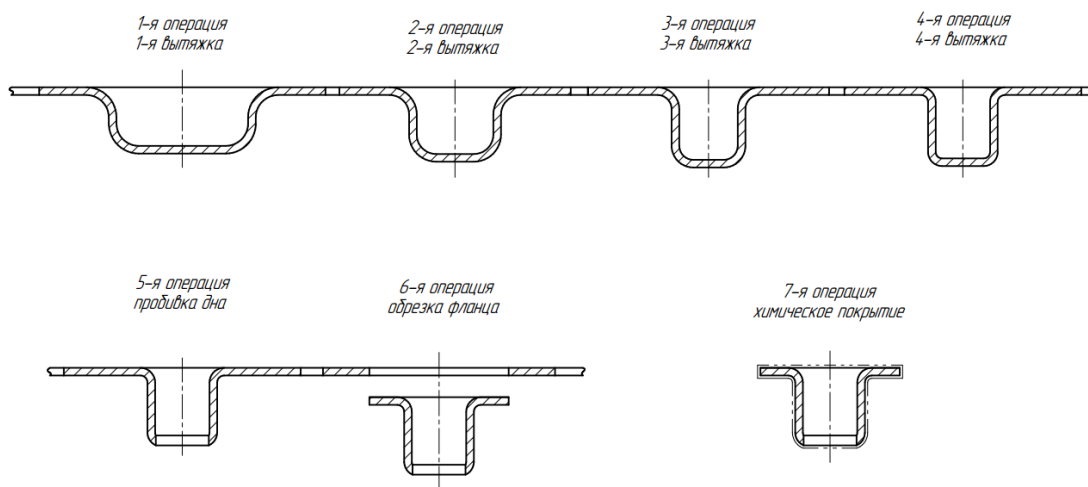


Рис. 2. Технологический процесс (старый)

В целях экономии материала предлагаем изменить технологический процесс. Моделирование детали показало, что возможно осуществить вытяжку (до диаметра 5мм) на глубину 3,6 мм, а не 5 мм как было принято в базовой технологии. После на четвертой операции провести процесс пробивки отверстия, которое в последствии отбортовать до цилиндра. Последняя операция будет также отделения готовой детали от ленты. Благодаря применению операции отбортовки становится возможным для первой вытяжки использовать заготовку меньшего диаметра. Это позволило снизить расход используемого материала на 8 % материала, что в дальнейшем благоприятно отразится на себестоимости детали.

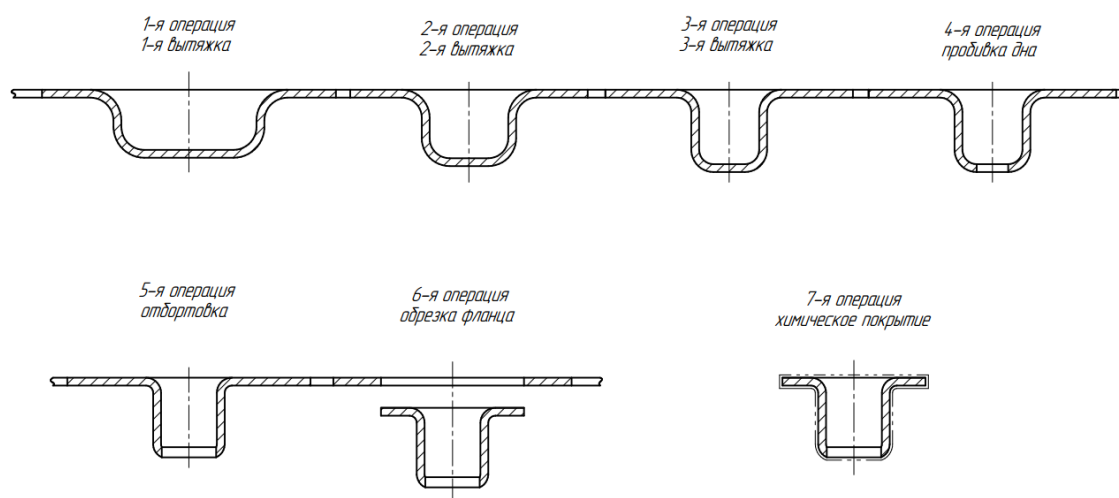


Рис. 3. Новый технологический процесс

Литература

1. Типалин С.А., Шпунькин Н.Ф., Сапрыкин Б.Ю. Определение свойств листового демпфирующего материала с упруговязким соединительным слоем при сдвиговой деформации / Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2014. Т. 2. № 2 (20). С. 99-103.
2. Типалин С.А. Численное исследование процесса пластического изгиба вариантов биметаллической полосы с композицией 12Х18Н10Т-АМГ6 //Технология легких сплавов. 2016. № 1. С. 144-148.
3. Бондарь В.С., Типалин С.А., Шпунькин Н.Ф. Изгиб и скручивание листа/М.Университет машиностроения, 2014. -212с
4. Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А. Технологичность штампованных листовых деталей / Учебное пособие. – М. Университет машиностроения, 2015- 72 с.
5. Киселев Д.О., Типалин С.А., Шпунькин Н.Ф., Типалина А.В. Влияние изменение скорости деформации на характер упрочнения материала / Известие МГТУ «МАМИ» №4, 2014.т.2. С.14-17.
6. Шпунькин Н.Ф., Бузлаев Д.В. Построение вытяжных переходов кузовных деталей современных автомобилей // Заготовительные производства в машиностроении. 2013. №8. С. 17-22.
7. Филиппов Ю.К., Типалин С.А., Рагулин А.В., Калпин Ю.Г Исследование штамповки толстолистового материала и разработка технологического процесса детали "задвигка» //Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2019. № 5. С. 249-255.
8. S.A. Tipalin, Michael A. Petrov, N.F. Shpункin To the Influence of the Deformation Speed on Hardening Process during the Cold Sheet Forming // Solid State Phenomena. 2018. V. 284, P. 513-518.

**К ВОПРОСУ О ВЛИЯНИИ НЕПОДРЕССОРЕННЫХ МАСС
МОБИЛЬНЫХ МАШИН**
*ON THE QUESTION ABOUT INFLUENCE OF UNSPRUNG MASSES OF
MOBILE MACHINES*

Кастанов В.С. – курсант, **Андреев П.Ю.** – курсант; **Городнов Д.А.** – курсант;
Чабунин И.С. – к.т.н., доцент

Московское высшее общевойсковое командное училище
tchabunin@rambler.ru

Abstract. The article analyzes the influence of unsprung masses on the main performance characteristics of mobile machines and on the loading of suspension elements, wheels and tires.

Key words: sprung weight, unsprung weight, suspension, loading, smoothness.

Аннотация. В статье анализируется влияние величины неподрессоренных масс на основные эксплуатационные характеристики мобильных машин и нагруженность их элементов подвесок, колёс и шин.

Ключевые слова: поддрессоренная масса, неподрессоренная масса, подвеска, нагруженность, плавность хода.

Как известно, общая масса мобильной машины разделяется на поддрессоренную и неподрессоренную. К первой относится масса всех элементов, которая воспринимается упругими элементами подвески. Масса остальных элементов является неподрессоренной. Последняя в несколько раз меньше первой. Также общеизвестным фактом является то, что неподрессоренная масса оказывает влияние на плавность хода, устойчивость и управляемость, тягово-скоростные и топливно-экономические характеристики мобильной машины, нагруженность элементов подвески, колёс, шин; ее стремятся уменьшить.

Если с устойчивостью, управляемостью, тяговой и тормозной динамикой все понятно, – чем больше масса, в том числе и неподрессоренная, то ее сложнее разогнать, замедлить, изменить направление движения, то с плавностью хода, нагруженностью элементов подвески не все так однозначно. Имеются различные рассуждения относительно оптимального соотношения этих масс. Например, аналогия со сталкивающимися шарами: чем меньше масса ударяемого шара, тем меньше сдвинется шар, по которому ударяют [2]. Т.е. чем меньше величина неподрессоренной массы относительно поддрессоренной, тем меньше будут перемещения и ускорения последней под действием возникающих от кинематического воздействия со стороны дорожной поверхности колебаний первой. Это, конечно, правильно. Но с другой стороны, чем больше величина неподрессоренной массы, тем меньше она будет реагировать на внешние возмущения (при тех же характеристиках шин) и соответственно меньшим будет воздействие её на поддрессоренную массу. Аналогичные рассуждения заставляют усомниться и в увеличении нагруженности упругих и диссипативных элементов подвески при увеличении неподрессоренной массы.

Проведем численное исследование задачи и получим амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) перемещений, скоростей и ускорений поддрессоренной и неподрессоренной масс [1], по которым можно судить о нагруженности шин, упругих и диссипативных элементов подвески, плавности хода. Решение задачи получим в линейной постановке, исходя для упрощения из предположения об отсутствии связи между колебаниями передних и задних поддрессоренных частей. Соответствующая расчётная схема представлена на рис. 1. Математическая модель будет иметь вид:

$$\begin{cases} M\ddot{y} + c_n(y - \xi) + k_n(\dot{y} - \dot{\xi}) = 0; \\ m\ddot{\xi} - c_n(y - \xi) - k_n(\dot{y} - \dot{\xi}) + c_{ul}(\xi + q(t)) + k_{ul}(\dot{\xi} + \dot{q}(t)) = 0, \end{cases}$$

где M , m – поддресоренная и неподдресоренная массы мобильной машины; y , ξ – вертикальные перемещения поддресоренных, неподдресоренных масс; c_n , k_n – приведённые коэффициенты жёсткости упругого элемента и вязкого сопротивления диссипативного элемента; $c_{ш}$ – коэффициент нормальной жёсткости шин; $q(t)$ – кинематическое воздействие со стороны неровностей дорожного покрытия.

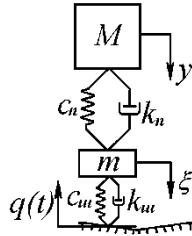


Рис. 1. Расчётная схема

В качестве примера зададимся следующими значениями: $M = 6000 \text{ кг}$; $c_n = 870 \text{ кН/м}$, $c_{ш} = 3236 \text{ кН/м}$, $k_n = 12390 \text{ Нс/м}$, $k_{ш} = 2544 \text{ Нс/м}$.

На рис. 2 представлены графики амплитудно-частотных характеристик перемещений кузова (сплошные линии) и колеса (штриховые линии). На этом и на всех последующих графиках (рис. 2 – 5, 7 – 9) красный цвет соответствует неподдресоренной массе 1200 кг, синий – 800 кг, зеленый – 400 кг. Как видно из рис. 2, изменение величины неподдресоренной массы каких-либо существенных изменений в АЧХ перемещений поддресоренной массы не вызывает, поскольку все три кривые практически сливаются друг с другом. Этого же нельзя сказать об АЧХ перемещений колеса. С уменьшением величины неподдресоренной массы амплитуда перемещений колеса уменьшается, а экстремум, соответствующий области высокочастотного резонанса, перемещается в область более высоких частот. Дисперсия и соответственно среднеквадратические отклонения (СКО) перемещений при этом постепенно увеличивается; если сравнить результаты при 1200 кг и 400 кг, то СКО возрастёт примерно на 8 %.

На рис. 3 представлены графики АЧХ ускорений кузова. Снижение неподдресоренной массы мало сказывается на величине ускорений в области низкочастотного резонанса, но уменьшает их амплитуду в области высокочастотного, смещая экстремум в область более высоких частот. СКО ускорений при снижении неподдресоренной массы с 1200 кг до 400 кг, наоборот, увеличилось (не уменьшилось!) примерно на 65 %.

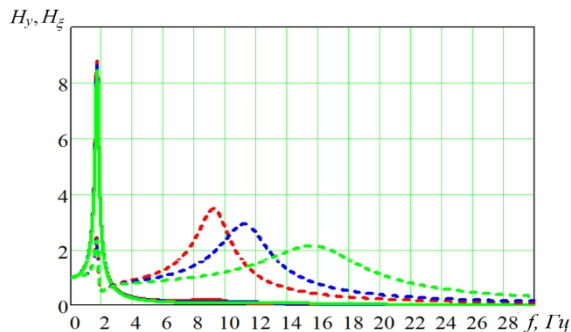


Рис. 2. АЧХ перемещений

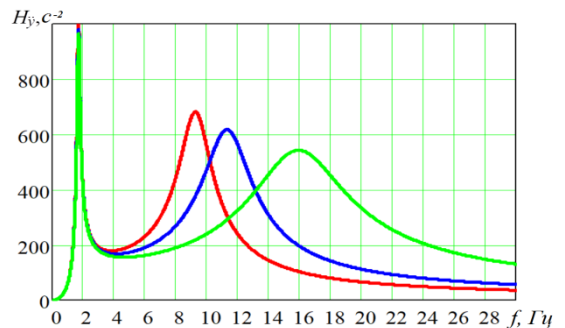


Рис. 3. АЧХ ускорений

Амплитудно-частотные характеристики скоростей поддресоренной (сплошные линии) и неподдресоренной (штриховые линии) масс, по которым можно судить о нагруженности амортизаторов, иллюстрирует рис. 4. Та же картина смещения экстремума

в область более высоких частот и существенное увеличение среднеквадратических ускорений неподрессоренной массы по мере снижения ее величины.

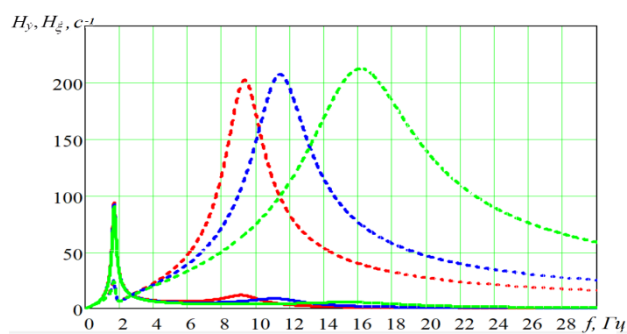


Рис. 4. АЧХ скоростей

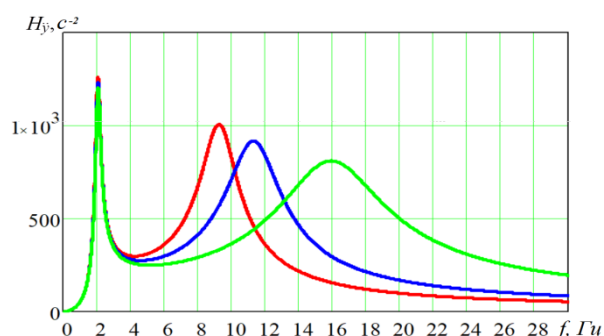
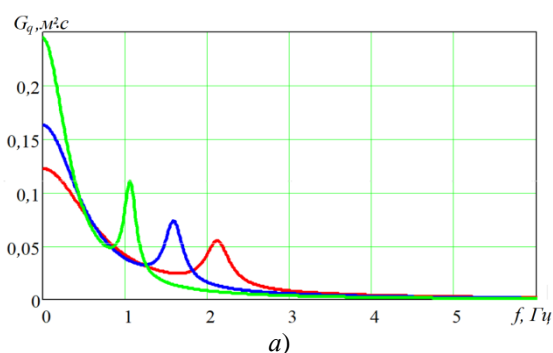


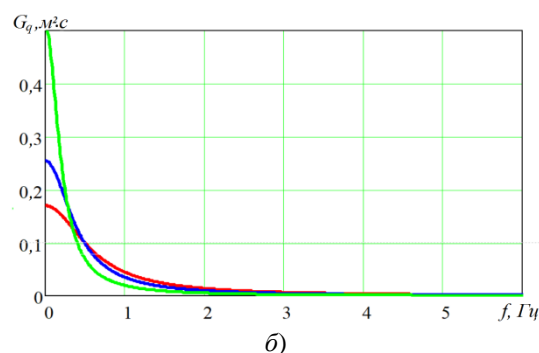
Рис. 5. АЧХ ускорений поддрессоренной массы 4000 кг

Уменьшение поддрессоренной массы, кстати, практически не скажется на амплитудно-частотных характеристиках перемещений, скоростей поддрессоренной и неподрессоренной масс, но существенно ухудшит плавность хода машины. Последнее – общеизвестный факт. Рис. 5 иллюстрирует АЧХ ускорений кузова при $M = 4000 \text{ кг}$.

Поскольку реальный микропрофиль опорной поверхности, по которой движется автомобиль, имеет неровности различной длины, то окончательное заключение о влиянии величины неподрессоренной массы будет зависеть при прочих равных условиях от характеристик микропрофиля и скорости движения. Для примера, на рис. 6,а представлены графики спектральных плотностей воздействия ординат микропрофиля асфальтированной дороги при скоростях движения автомобиля 80 км/ч (красный цвет), 60 км/ч (синий цвет), 40 км/ч (зеленый цвет), на рис. 6,б – булыжной дороги при движении 30 км/ч (красный цвет), 20 км/ч (синий цвет), 10 км/ч (зеленый цвет). Как видно, при реальных скоростях движения при частотах выше 3,5 – 4 Гц графики для каждого микропрофиля практически сливаются. Как следует из рис. 2 – 5, ошутимое различие в амплитудно-частотных характеристиках начинается именно с этих частот.



а)



б)

Рис. 6. Спектральные плотности воздействий ординат микропрофиля дорожной поверхности

На рис. 7, 8 представлены графики спектральных плотностей соответственно перемещений, скоростей (обозначения те же, что и на рис. 2), на рис. 9 – ускорений кузова при движении мобильной машины по асфальтированной дороге со скоростью 60 км/ч, на рис. 10 – для большей наглядности среднеквадратические отклонения динамических нагрузок на шины (красный цвет), на упругие элементы подвески (синий цвет), на амортизаторы (зеленый цвет), на рис. 11 – СКО ускорений кузова. Как видно из этих рисунков, изменение величины неподрессоренной массы незначительно сказывается на нагруженности упругих и диссипативных элементов подвески, плавности хода, и только шины испытывают значительное увеличение статических и динамических сил. Так с увеличением неподрессоренной массы с 400 кг до 1200 кг (на 200%) статическая нагрузка

возросла на 12,5%, СКО динамических сил – примерно на 17,5 %. Примерно на столько же увеличиваются и силы в пятне контакта шины с дорожной поверхностью.

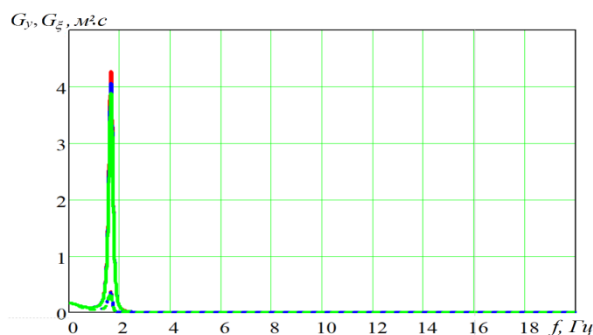


Рис. 7. Спектральные плотности перемещений поддресоренной и неподдресоренной масс

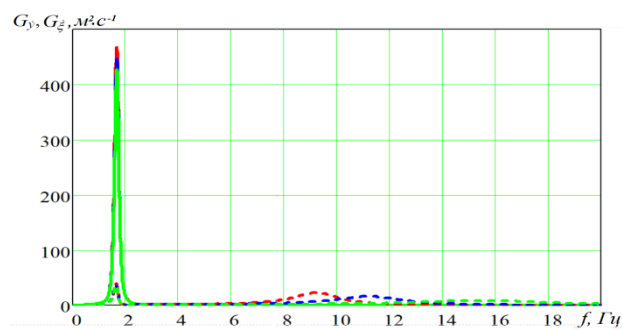


Рис. 8. Спектральные плотности скоростей неподдресоренной и поддресоренной масс

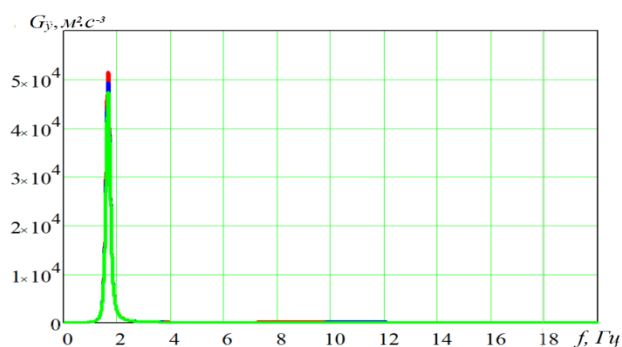


Рис. 9. Спектральные плотности ускорений поддресоренной массы

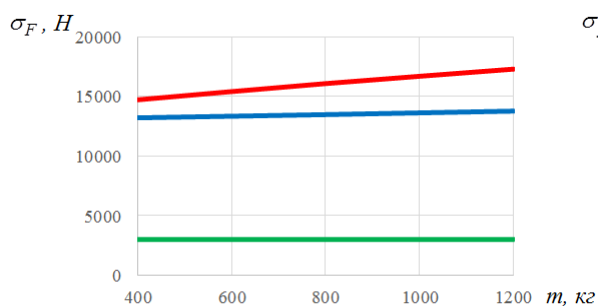


Рис. 10. СКО динамических нагрузок

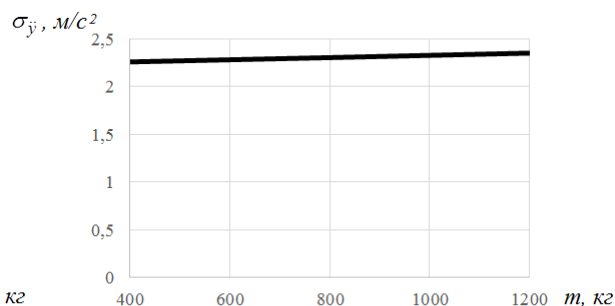


Рис. 11. СКО ускорений кузова

Таким образом, результаты проведенных расчётов дают основание сделать заключение о том, что уменьшение неподдресоренных масс, оказывая положительное действие на тягово-динамические, топливно-экономические характеристики мобильных машин, их устойчивость и управляемость, нагруженность колёс, шин и дорог, незначительно влияет на условия работы упругих и диссипативных элементов подвески, а также на плавность хода. Это противоречит общепринятому мнению, изложенному в начале. Следующим этапом исследований является уточненное решение задачи в нелинейной постановке.

Литература

1. Тарасик В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
2. <https://www.kolesa.ru/article/chto-takoe-nepodressorennyaya-massa-i-na-chto-ona-vliyaet>

**АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ ПРЕЦИЗИОННОЙ НАМОТКИ С
ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ КОМПЬЮТЕРНОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ**
*ANALYSIS OF THE STRUCTURE OF A PRECISION WINDING USING
COMPUTER SIMULATION*

Колесников В.А. – аспирант, **Рокотов Н.В.** – д.т.н., профессор
Санкт-Петербургский государственный университет промышленных технологий и
дизайна
mash@sutd.ru

Abstract. The article presents the results of computer simulation of winding structures. With random winding, a significant change in the structure of the winding product occurs even with a slight increase in the diameter of the package. With precision winding, slight deviations in the pitch of the winding of the thread lead to a significant change in the structure of the winding product.

Key words: package, structure, random winding, precision winding

Аннотация. В статье представлены результаты компьютерного моделирования намоточных структур. При случайной намотке происходит значительное изменение структуры намоточного изделия даже при незначительном возрастании диаметра паковки. При прецизионной намотке незначительные отклонения шага подъема витков нити приводят к существенному изменению структуры намоточного изделия.

Ключевые слова: паковка, структура, случайная намотка, прецизионная намотка

Наиболее распространенным подходом при исследовании структур намоточных изделий является следующий. Выбирается один из торцов паковки и фиксируются точки, в которых наматываемая нить выходит на этот торец. Расположение последовательности этих точек характеризует структуру получаемого намоточного изделия. Этот подход, широко используемый исследователями, не дает в полной мере представления о взаимном расположении нитей и их распределению как по слоям, так и по поверхности тела намотки.

Свойства намоточного изделия определяются множеством факторов, к основным из которых относятся размеры поперечного сечения и свойства наматываемой нити, ее натяжение, угол наматывания нити, усилие, создаваемое прикатывающим роликом или фрикционным цилиндром и множество других. Решающее влияние на свойства намоточного изделия оказывает его структура, для получения наглядного представления о структурах намоточного изделия, а также с целью изучения закономерностей формирования структур тел намотки, разработаны алгоритм и программное обеспечение в среде MATLAB, которое позволяет построить расположение сечения каждой отдельной нити попадающей в заданное сечение паковки. Положение сечения паковки задается углом φ , измеряемого от начального положения тела намотки.

При моделировании принято, что деформация нити, возникающая при наматывании, в результате воздействия нижних и верхних слоев, не учитывается, а поперечные сечения нитей представляются окружностями, диаметр которых равен диаметру недеформированной нити.

В качестве исходных данных при моделировании были приняты: длина раскладки нити B , шаг витков H , диаметр нити d , начальный диаметр наматываемой паковки D_H .

На рисунке 1 представлены структуры, полученные при моделировании способа случайной намотки ($d=0,3$ мм, угол подъема витков $17,5127^\circ$) при возрастании диаметра от 95,0 до 95,5 мм.

Важно отметить, что структура намоточного изделия изменяется при увеличении диаметра паковки. Это связано с тем, что при случайной намотке отсутствует жесткая кинематическая связь между бобинодержателем и нитераскладчиком, передаточное отношение между ними изменяется в процессе наматывания, а, следовательно, изменяется и структура.

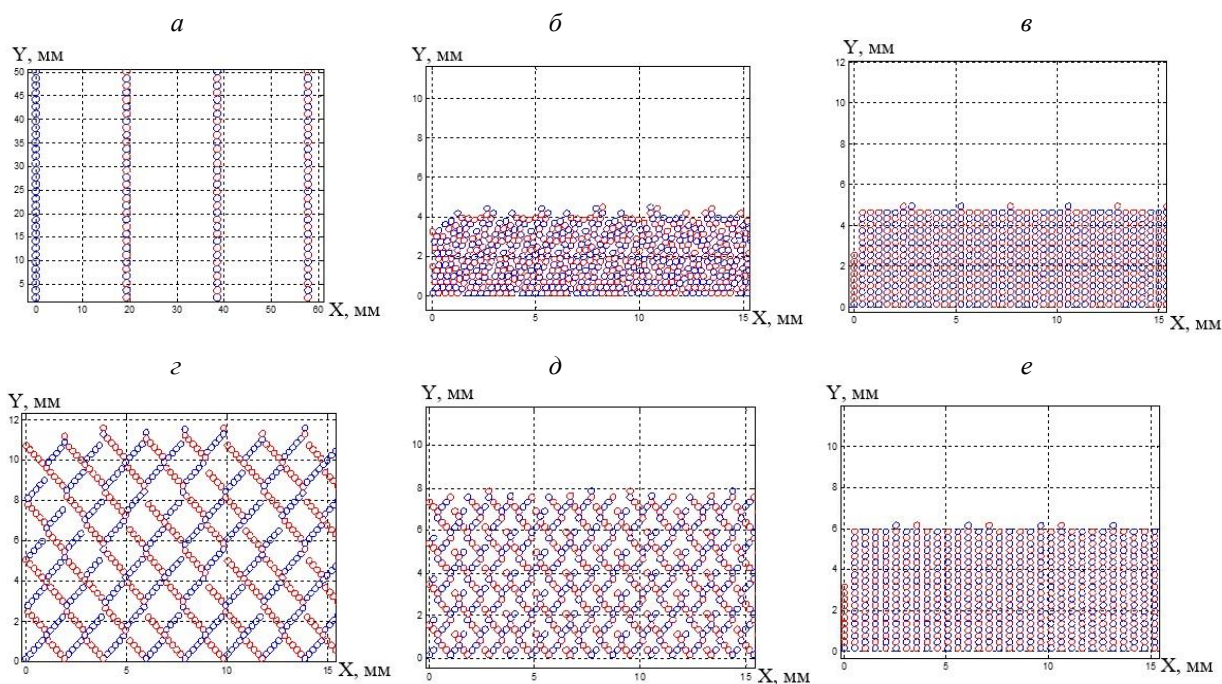


Рис. 1. Результаты моделирования. Случайная намотка, все размеры в мм:

- а) $D=95.0$, $H=96.15$; б) $D=95.1$, $H=96.25$; в) $D=95.2$, $H=96.35$;
 г) $D=95.3$, $H=96.45$; д) $D=95.4$, $H=96.55$; е) $D=95.5$, $H=96.66$

На рисунке 2 представлены варианты структур намоточного изделия при прецизионном наматывании ($d=0,3$ мм, $D_n = 95$ мм). При прецизионном наматывании передаточное отношение между нитераскладчиком и бобинодержателем остается постоянным на протяжении всего цикла наматывания, в результате этого шаг намотки, и ее структура, не изменяются. Структура паковки сильно изменяется даже при незначительном изменении шага витков. Резкие изменения структуры можно наблюдать при изменении шага витков на десятые и даже сотые доли миллиметра.

На рисунке 2, а изображена сотовая намотка, имеющая рыхлую структуру. В результате увеличения шага на $0,007$ мм (рисунок 2, б), структура паковки становится достаточно плотной, витки уложены практически вплотную друг к другу образуя так называемую сомкнутую намотку. При изменении величины шага на $0,001$ мм (от $96,651$ мм до $96,651$ мм) структурная плотность паковки [2] заметно увеличивается (рисунок 2, д, е). В результате моделирования установлено, что такое чередование плотных и рыхлых структур происходит при изменении шага намотки даже на незначительную величину, а между этими структурами образуются промежуточные, примеры которых изображены на рисунке 2, в, г, д.

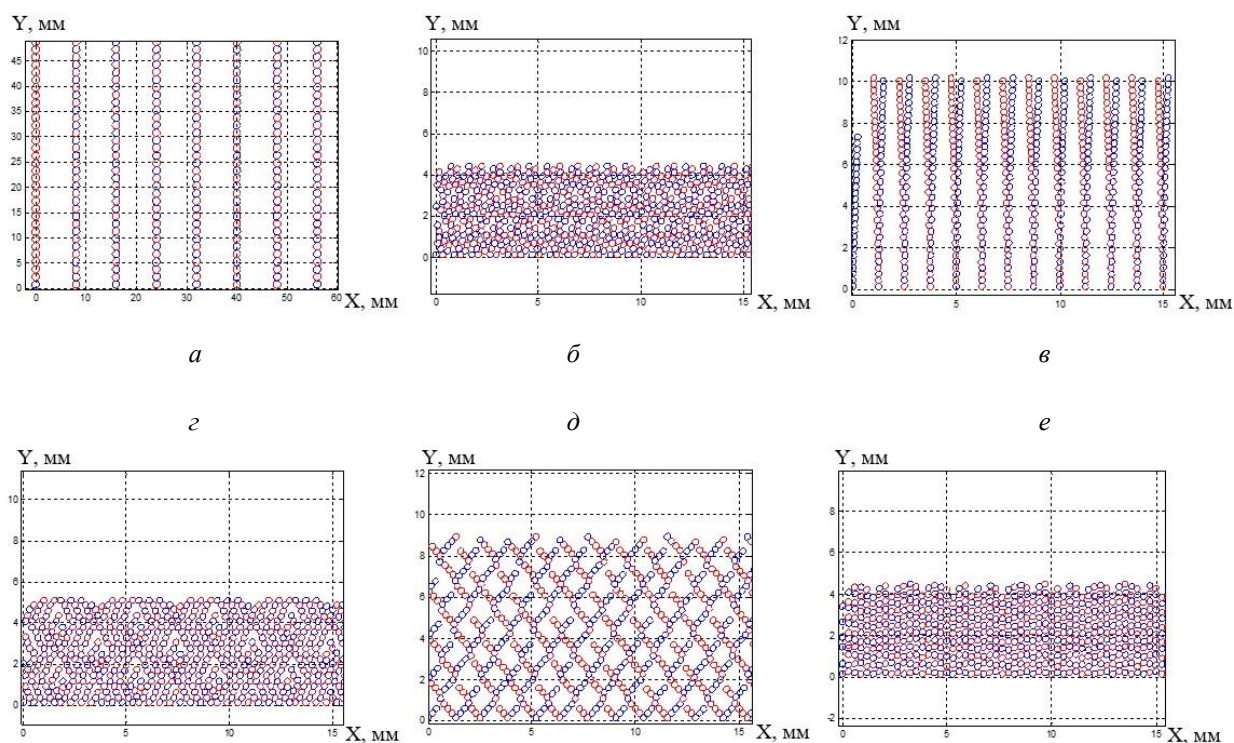


Рис. 2. Результаты моделирования. Прецизионная намотка, все размеры в мм:

а) $H=96$; б) $H=96.007$; в) $H=96.01$; г) $H=96.03$; д) $H=96.65$;
 е) $H=96.651$

Основным недостатком прецизионной намотки является уменьшение угла намотки с ростом диаметра паковки вследствие того, что шаг наматывания остается постоянным. При достижении минимально возможного угла паковка становится нестабильной и витки приобретают склонность к сваливанию на краях. Для устранения этого явления применяют способ так называемой ступенчатой прецизионной намотки. Сущность этого способа заключается в том, что передаточное отношение поддерживается постоянным на определенных этапах наматывания, между которыми резко изменяется с целью поддержания угла наматывания нити в заданных пределах. Это ступенчатое резкое изменение должно происходить таким образом, чтобы при этом структура паковки изменялась незначительно. Это можно осуществить за счет поддержания одинаковой величины шага второго порядка [2]. Сначала определяются значения диаметров D , на которых с учетом текущего шага витков H величина угла наматывания витков α достигает предельно допустимого значения. После этого определяются шаг витков, при котором значение угла наматывания будет лежать в заданном диапазоне. Основываясь на изложенной методике были подобраны значения шагов и смоделированы структуры, представленные на рисунке 3.

Из рисунка 3 видно, что при ступенчатой прецизионной намотке, имеющей плотную сомкнутую структуру, в результате специально подобранных параметров структура с ростом диаметра изменяется незначительно (диаметр нити 0,98 мм). При этом угол наматывания нити, в отличие от классической прецизионной намотки, находится в заданных пределах. Пределы изменения угла наматывания нити задаются непосредственно разработчиками, и чем меньше допустимый диапазон изменения угла наматывания, тем чаще осуществляется резкое изменение передаточного отношения. Таким образом, ступенчатая прецизионная намотка сочетает в себе достоинства случайной и прецизионной.

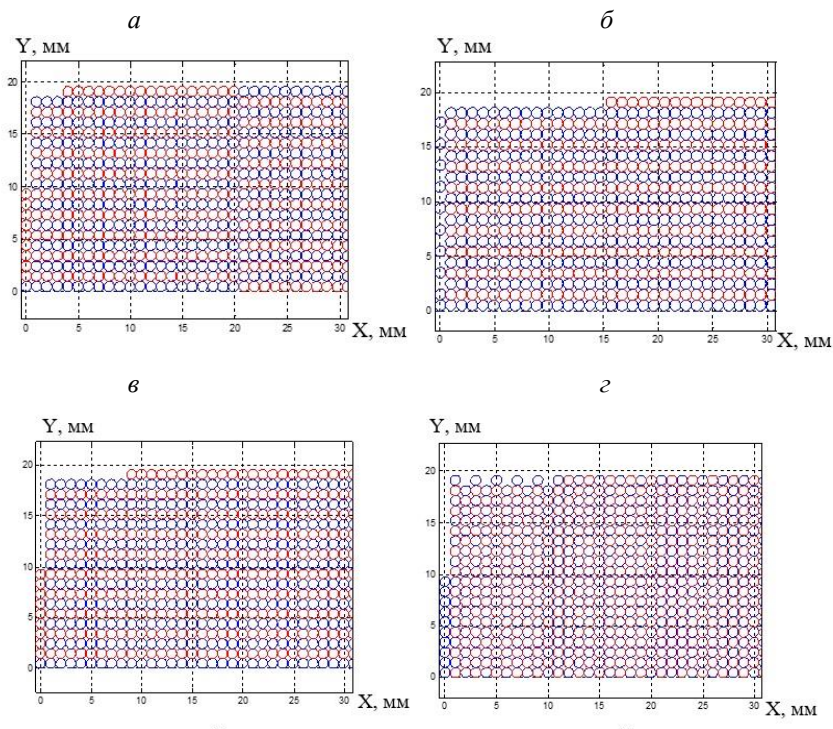


Рис. 3. Результаты моделирования. Ступенчатая прецизионная намотка, все размеры в мм:

a) $D=95, H=120.039, \alpha=21.55^\circ$; б) $D=105, H=153.92, \alpha=25^\circ$; в) $D=135, H=200.199, \alpha=25.17^\circ$; г) $D=175, H=250.499, \alpha=24.30^\circ$

Литература

1. Регельман, Е.З. Сравнительный анализ застиистой и прецизионной намоток для нитей с нулевой или малой круткой / Е.З. Регельман, Н.В. Рокотов, В.Н. Козлов, Е.А. Тупиченков // Химические волокна. – 1982. – №6. – С. 32-34.
2. Рокотов, Н.В. Анализ прецизионной намотки / Н.В. Рокотов, И.М. Беспалова, А.В. Марковец // Известия высших учебных заведений. Технология легкой промышленности – 2016. – №2. – С. 22-26.

ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛИ ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИМПУЛЬСНЫХ ВОЗДЕЙСТВИЯХ

INVESTIGATION OF ELECTRIC MOTOR MODEL AT IMPULSE INFLUENCES

Комаров¹ П.В. – студент, Брысин¹ А.Н. – к.т.н., доц., Дмитриев¹ М.А. – студент,
Лашко¹ К.С. – студент, Соловьев² В.С. – д.т.н., в.н.с.

¹МИРЭА – Российский технологический университет, Москва, Россия

²ИМАШ РАН, Москва, Россия

brysin@rambler.ru

Abstract. A model of the electric motor at impulse control is investigated. Analysis of the model parameters is given. Based on the analysis, the parameters were refined and the transient characteristic for the engine operation in mode of elastic-dissipative quenching was obtained.

Keywords: Inertial characteristics, windings, unipolar stepper motor, elastic-dissipative element, transient characteristics, system of equations, linearized model, rotor.

Аннотация. Исследована модель электродвигателя при импульсном управлении. Приведен анализ параметров модели. Опираясь на проведенный анализ были уточнены параметры и получена переходная характеристика работы двигателя в режиме упруго-диссипативного гашения.

Ключевые слова: Инерционные характеристики, обмотки, униполярный шаговый двигатель, упруго-диссипативный элемент, переходные характеристики, система уравнений, линеаризованная модель, ротор.

Задачи повышения точности позиционирования требуют поиска новых технических решений в области управления системами виброзащиты. При решении задачи управления возникла потребность разработки уточненной модели электродвигателя для конструкции, рассмотренной в работе [1]. Применение активного управления с предлагаемым техническим решением позволит расширить возможности виброзащитных систем, описанных в работах [2,3,4]. Математическое описание электродвигателя представлено в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} J \frac{d^2(\delta\theta)}{dt^2} + D \frac{d(\delta\theta)}{dt} + 2p^2\psi I_0 \cdot \cos \frac{p\lambda}{2} \cdot \delta\theta + p\psi \sin \frac{p\lambda}{2} \cdot (\delta i_a - \delta i_b) + \delta(t) = 0 \\ r(\delta i_a) + L \frac{d(\delta i_a)}{dt} + M \frac{d(\delta i_b)}{dt} - p\psi \sin \frac{p\lambda}{2} \cdot \frac{d(\delta\theta)}{dt} = 0 \\ r(\delta i_b) + L \frac{d(\delta i_b)}{dt} + M \frac{d(\delta i_a)}{dt} + p\psi \sin \frac{p\lambda}{2} \cdot \frac{d(\delta\theta)}{dt} = 0 \\ \frac{d\theta}{dt} = \dot{\theta} \end{cases} \quad (1)$$

Где J – момент инерции ротора, D – коэффициент вязкого трения, $\lambda = \frac{\pi}{4}$ – интервалы между обмотками, $\theta = \frac{\lambda}{2}$ – положение равновесия, $\delta\theta$ – отклонение от положения равновесия, M_0 – момент, приложенный к валу двигателя, $\tau_{a,b}$ – моменты, создаваемые токами i_a, i_b , U_{Π} – напряжение источника питания, L – собственная индуктивность, M – взаимная индуктивность, r – сопротивление цепи обмотки статора, ψ – максимальное значение потокосцепления.

Математическое описание переходных характеристик линеаризованной модели с импульсным воздействием реализовано в автоматизированном пакете в виде блок-схемы (рис.1).

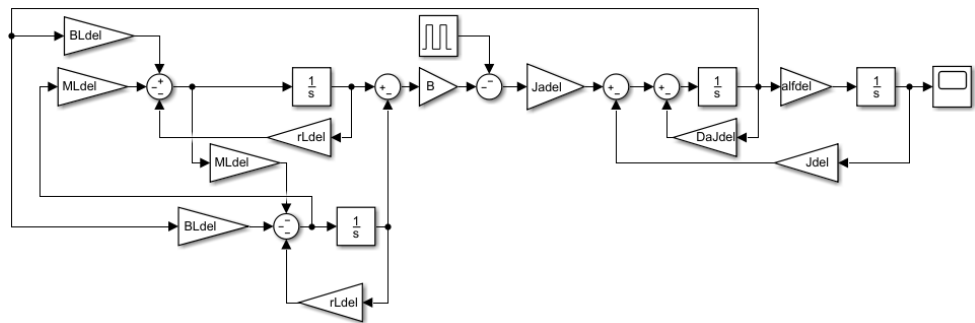


Рис. 1. Блок-схема электрического двигателя

Электрический двигатель моделируется блоками, описывающими его физические свойства. Современный двигатель состоит из ротора, статора и нескольких обмоток. Блок VLdel позволяет описать обмотку двигателя и оценить изменение коэффициента демпфирования в ней. Для описания цепи обмотки статора применен блок rLdel, эквивалентный влиянию сопротивления цепи обмотки. Взаимная индукция между обмотками ротора и статора описывается через параметр MLdel.

Влияние момента инерции ротора на угол поворота (эквивалентного вязкому трению) описывается блоком DaJdel. Параметр Jadel описывает нелинейные свойства модели и эквивалентен в первом приближении влиянию величины произведения момента инерции ротора на угол его поворота. Представление величины обратной моменту инерции ротора блоком Jdel позволяет исключить транспонирование параметра и снизить погрешности. Величина обратная углу поворота ротора представлена блоком aldfel.

Параметры VLdel, rLdel, MLdel, DaJdel, Jadel, Jdel оказывают влияние на демпфирование модели, а параметр aldfel на частоту колебаний. При увеличении параметров VLdel, rLdel, MLdel, DaJdel, Jadel, Jdel уменьшается время демпфирования, а при уменьшении отношения время демпфирования увеличивается. При увеличении параметра aldfel увеличивается частота, а при уменьшении значения параметра частота уменьшается.

В данной модели управления внешний момент, приложенный к валу двигателя, заменен на импульсное воздействие. Коэффициент демпфирования исследуемой модели зависит от значения индуктивности обмотки, взаимной индукции, вязкого трения и момента инерции ротора. Моделирование показало, что увеличение сопротивления цепи обмотки статора уменьшает частоту колебаний, а увеличение момента инерции ротора и угла его поворота повышает коэффициент демпфирования. Также увеличение обратного значения момента инерции ротора повышает коэффициент демпфирования. Кроме этого был проведен ряд экспериментов, результаты которых представлены на рис. 2, 3, 4.

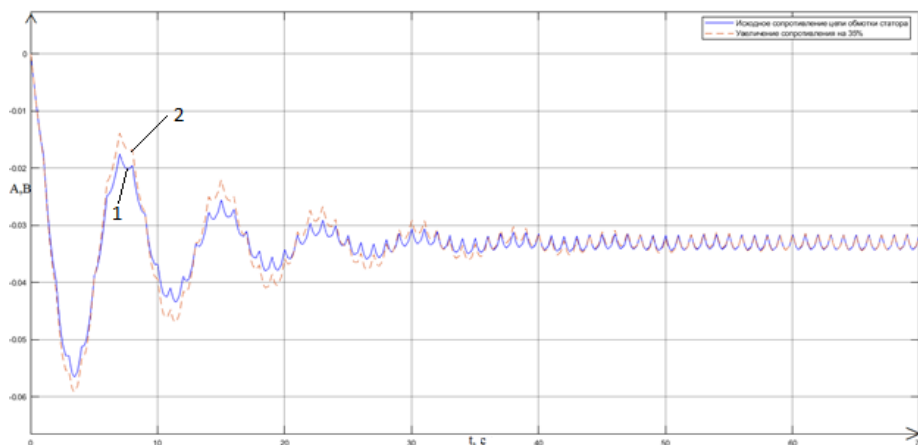


Рис. 2. Влияние на переходный процесс изменения сопротивления цепи обмотки статора(r)

На рис. 3 при увеличении величины обратной углу поворота ротора на 200%, происходит изменение частоты. Изначально было 0,131 Гц, стало 0,226 Гц.

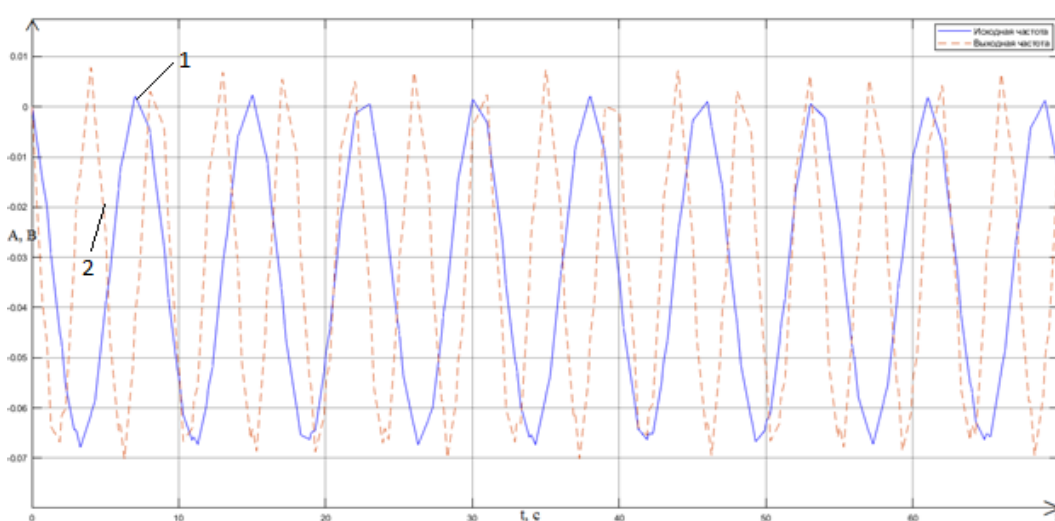


Рис. 3. График, изменения частоты от угла поворота двигателя

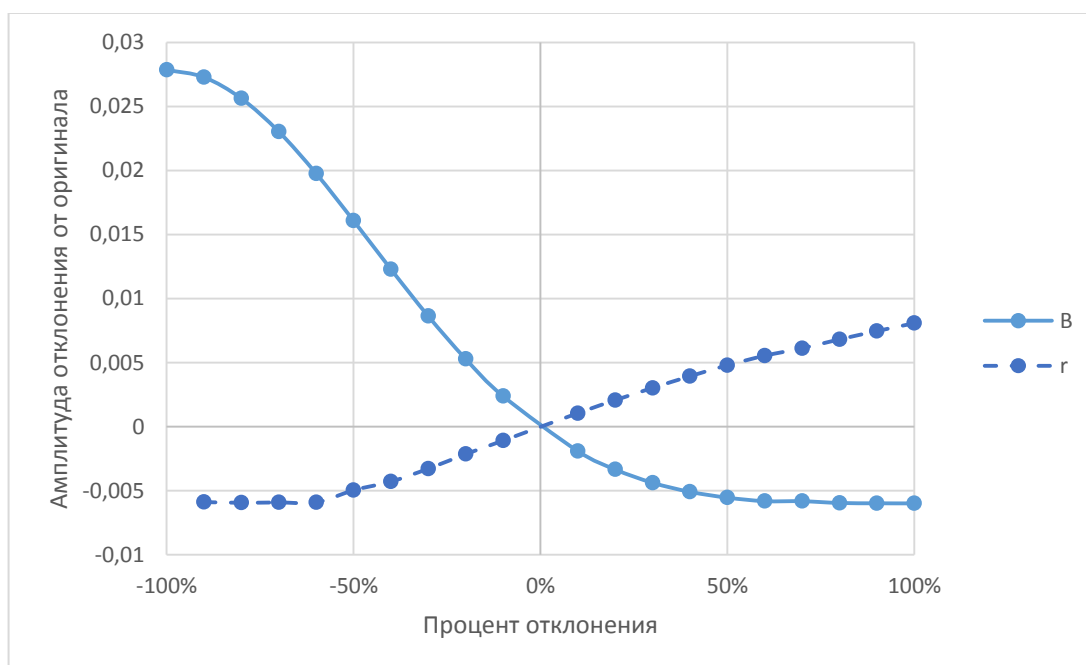


Рис. 4. Влияние констант B, r на амплитуду исходного сигнала

Из графика 4 видно, что максимальное снижение амплитуды колебаний возможно за счет увеличения демпфирования B и снижения r .

Результаты моделирования показали, что изменение момента инерции J носит нелинейный характер и варьирование им может приводить как к увеличению, так и уменьшению амплитуды колебаний и демпфирования. В дальнейшем при решении задачи оптимизации необходимо учитывать эти особенности.

Опираясь на приведенный анализ, были внесены коррективы в параметры модели двигателя, что позволило приблизить получаемые характеристики к экспериментальным. На рис. 5 представлена переходная характеристика.

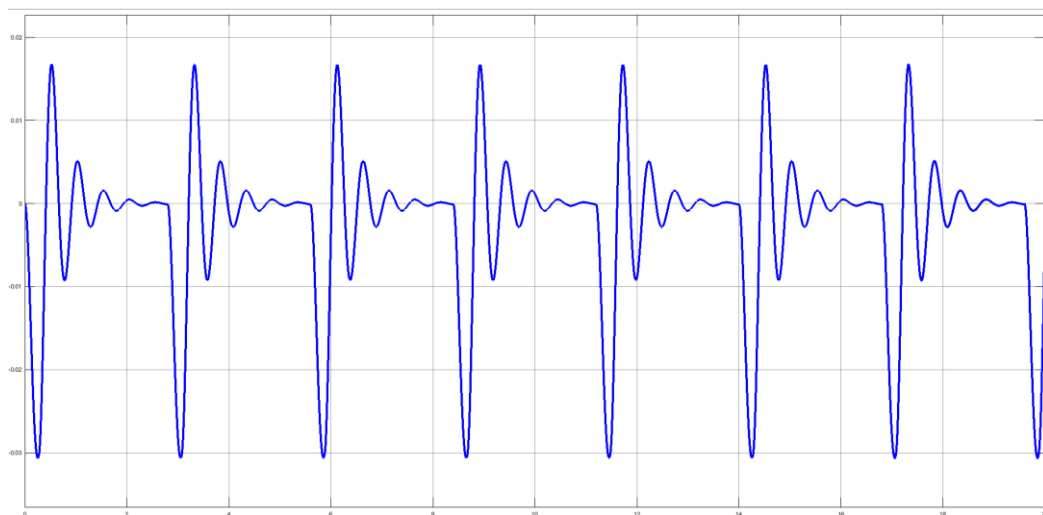


Рис. 5. Переходная характеристика линеаризованной модели при импульсном входном сигнале

Рассмотренная математическая модель адекватно описывает работу электродвигателя в режиме упруго-диссипативного гашения.

Литература

1. Микаева С.А., Брысин А.Н., Комаров П.В., Дмитриев М.А. Двухрежимная система управления механизмом параллельной структуры. Российская научно-техническая конференция с международным участием. Информатика и технологии. Инновационные технологии в промышленности и информатике. Сборник докладов конференции. Москва, 2019. С. 222-227.
2. Филинов В.В., Филинова А.В., Микаева С.А., Родюков М.С. Разработка средств неразрушающего контроля изделий из ферромагнитных сталей на основе использования магнитных шумов. Российский технологический журнал. 2017. Том 5, №3. С.114-123.
3. Brysin A.N., Nikiforov A.N., Panovko G.Ya., Shokhin A.E. Features of dynamics of antivibration mounts with inertial hydraulic converter subjected to vibro-impact loading. В сборнике: Vibroengineering Procedia 2013. С. 113-116.
4. Brysin A. N., Shokhin, A. E., Sinev A.V. Possibilities of systems of vibration protection on the basis of the inertial transducer with an additional slot damping/Bulletin of Nizhny Novgorod University. N. I. Lobachevsky. 2011. No. 4-2. P. 72-74 (in Russian).

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ
ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ ДАВЛЕНИЕМ В АВИА-
ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ**
*MODELING OF TECHNOLOGICAL PROCESSES OF METAL PROCESSING BY
PRESSURE IN AIRCRAFT ENGINE BUILDING BY FINITE ELEMENT
METHOD*

Константинов Д.А., Гордин Д.Э., Мангасарян Г.А., Любецкая С.И.
Московский политехнический университет
Narh66@mail.ru

Abstract: At present, computer modeling of technological processes with the help of specialized programs is widely used in modern enterprises. The use of such programs allows you to quickly master the production of new products and reduce its cost, to predict abnormal situations and possible risks in the operation of equipment, to analyze the emerging defects in the debugging of technological processes and eliminate them. One of these systems is the QForm program, created by the domestic company LLC "Quantorform". The purpose of this work is to determine the possibility of using this program to solve such complex processes as thermal drilling, hydroforming, etc.

Key words: rotary extraction, hydroforming, thermal drilling.

Аннотация: В настоящее время на современных предприятиях широко применяется компьютерное моделирование технологических процессов с помощью специализированных программ. Использование подобных программ позволяет быстрее осваивать выпуск новой продукции и снижать ее себестоимость, прогнозировать нештатные ситуации и возможные риски в работе оборудования, анализировать возникающие дефекты при отладке технологических процессов и ликвидировать их. Одной из таких систем является программа QForm, созданная отечественной фирмой ООО «КванторФорм». Целью настоящей работы является определить возможность применения упомянутой программы для решения таких сложных процессов, как термосверление, гидроформовка и др.

Ключевые слова: ротационная вытяжка, гидроформовка, термосверление.

Термическое сверление

Ряд деталей летательных аппаратов, изготавливаемых жаропрочных сплавов типа никелевого сплава ХН62ВМЮТ-ВД, отличаются необходимостью формообразования большого количества отверстий относительно малого диаметра 2...4 мм (рис. 1). Одним из способов их формообразования является термическое сверление, основные возможности которого изложены в ряде работ [1-2]. В сравнении с традиционным методом изготовления отверстий лезвийным инструментом термосверление обладает рядом преимуществ: универсальность процесса - один и тот же инструмент может быть применен для разных материалов и заготовок различных форм, высокая производительность процесса, простота геометрической формы инструмента для термосверления.

Исходными данными для моделирования программой QForm VX являлись:

- обрабатываемый материал – жаропрочный никелевый сплав ХН62ВМЮТ-ВД,
- материал инструмента – жаропрочный материал,
- объем заготовки неизменный,
- коэффициент преобразования работы деформации в тепло – 0,95,

- коэффициент преобразования работы сил трения в тепло – 2,3 (значение коэффициента подбиралось с учетом компенсации погрешности расчета площади контакта инструмента и заготовки),
 - диаметр рабочей части инструмента – 4,0 мм,
 - инструмент совершает вращательное движение по часовой стрелке с частотой вращения до 15000 об/мин.
 - уточнена модель материала: заданы зависимости плотности, теплоемкости и теплопроводности от температуры согласно данным [1-2].
- Результаты моделирования показаны на рис. 1.

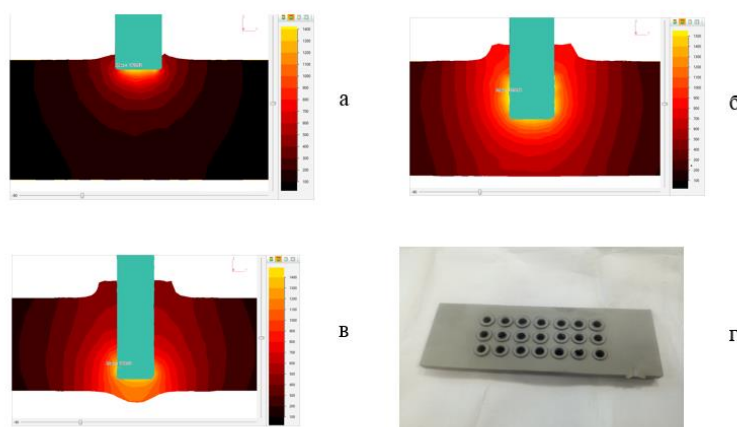


Рис.1. Температурное поле в процессе термосверления заготовок из сплава ХН62ВМЮТ-ВД по результатам моделирования программой QForm VX. Максимальная температура в начале процесса – 1420 °С (а), в середине процесса – 1579 °С (б), в конце процесса - 1488 °С (в), заготовка после термосверления (г)

По результатам моделирования было определено, что температура в очаге деформации достигает величин близких 1600 °С. Результаты металлографического анализа полученных образцов и показаний термовизора в целом подтвердили данные, полученные моделированием процесса термосверления. С учетом моделирования процесса и результатов экспериментов был спроектирован и изготовлен инструмент из вольфрама, который имеет температуру плавления 3410 °С и при этом высокие механические характеристики.

Гидроформовка трубчатых заготовок

В авиа двигателестроении широко используются детали типа «сопло», «переходник» и т.п., изготавливаемые из высокопрочных титановых и никелевых сплавов. Изделия такого типа нередко изготавливаются сваркой двух половинок заготовки детали, полученных штамповкой. Анализ технологических процессов формообразования заготовок подобных деталей показал на перспективность изготовления их методом гидроформовки [3].

При моделировании в основу процесса были заложены следующие данные:

- обрабатываемый материал – сплав ХН60ВТ $\varnothing 16 \times 1,0$ мм;
- материал инструмента – сталь 5ХНМ;
- фактор трения – 0,1; трение по закону Леванова;
- максимальный размер элемента сетки разбиения – 0,5 мм;
- минимальное число слоев элементов – 2.

Моделирование процесса гидроформовки детали (рис. 2) позволило выявить, что во избежание потери устойчивости заготовки перемещения боковых пуансонов должно осуществляться графиком перемещения с постоянной скоростью, а давление на внутреннюю поверхность заготовки необходимо задавать постоянным, в нашем случае 31,5 МПа. Моделирование позволило определить технологические режимы,

обеспечивающие допустимое утонение (менее 3%), которое соответствует реальным данным, полученным на практике.

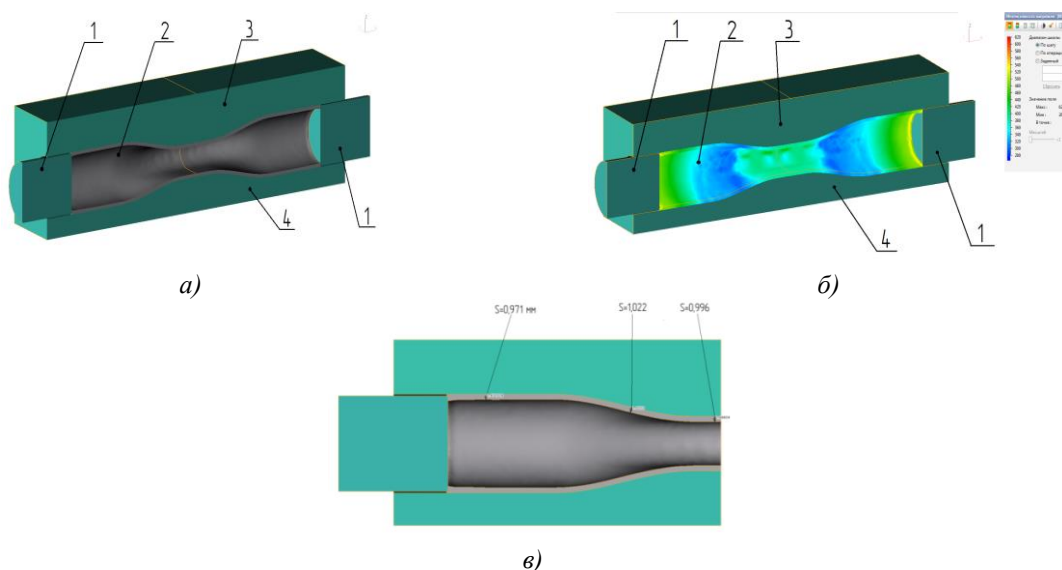


Рис. 2. Заготовка по результатам моделирования после операции гидрформовка. 1 – пуансон; 2 – деталь; 3 – верхняя полуматрица; 4 – нижняя полуматрица (а – геометрия заготовки, б – распределение пластической деформации, в – изменение толщины стенки детали по сечению)

Моделирование процесса холодной высадки деталей типа «заклепка»

При холодной высадке заклепок из никелевых сплавов типа ХН60ВТ, вследствие возникающих высоких напряжений, имеют место или высокий износ или разрушение твердосплавных вставок инструмента (рис.3). Моделирование процесса холодной высадки программой QForm VХ позволило установить влияние натяга на пластическую деформацию обоймы твердосплавной вставкой.



Рис. 3. Инструмент для высадки заклепки а) вставки, б) пуансон в разрезе

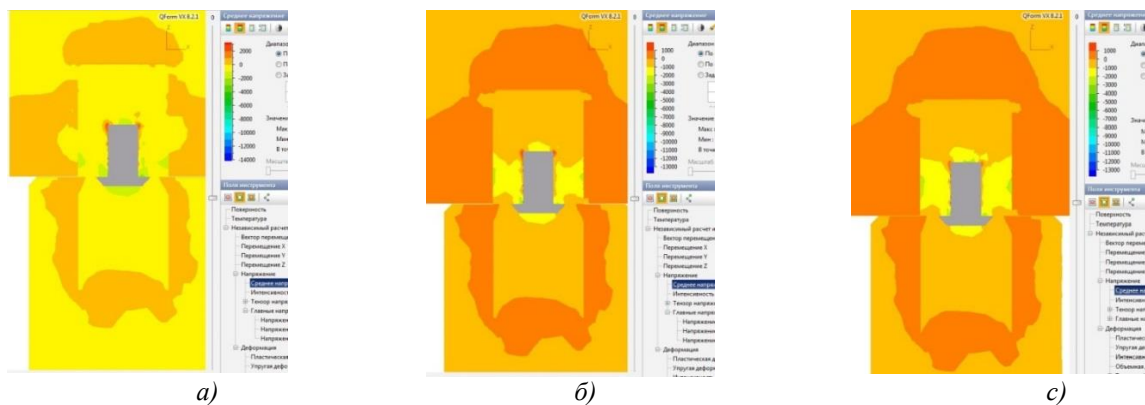


Рис. 4. Поле средних напряжений, возникающих в инструменте для холодной высадки, в зависимости от натяга вставки и обоймы (а – натяг 0 мм, б – натяг 0,06 мм, с – натяг 0,10 мм)

При моделировании были использованы следующие данные:

- обрабатываемый материал – высокохромистый, деформируемый жаропрочный никелевый сплав ХН60ВТ;
- материал инструмента – обоймы - инструментальная сталь 4Х5В2С и вставки - ВК20;
- объем заготовки неизменный;
- температура формообразования - 20°C;
- фактор трения – 0,2;
- тепловые процессы и упругая деформация – не учитываются;
- формообразование осуществляется на механическом прессе с ходом ползуна 84 мм и скоростью 200 ходов в минуту.

Анализ приведенных данных позволяет установить, что растягивающие напряжения, приводящие к разрушению твердосплавных вставок, сохраняются при натяге вставки и обоймы 0 и 0,06 мм и практически отсутствуют при натяге 0,10 мм.

Моделирование процесса ротационной вытяжки элемента камеры сгорания

Технологический процесс изготовления детали типа «Экран» включает в себя порядка 30и основных операций на одну деталь. Ротационная вытяжка позволяет сократить количество операций, объединить две детали в одну, что уменьшает время изготовления и энергозатраты на изготовление одной детали. Так же отсутствие сварных швов существенно повышает механические характеристики детали и технологичность.

Целью моделирования процесса ротационной вытяжки заключалась в подборе скорости вращения оправки, давление и ход ролика. Так же существовала задача определить возможное утонение материала. Результаты моделирования показаны на (рис. 5).

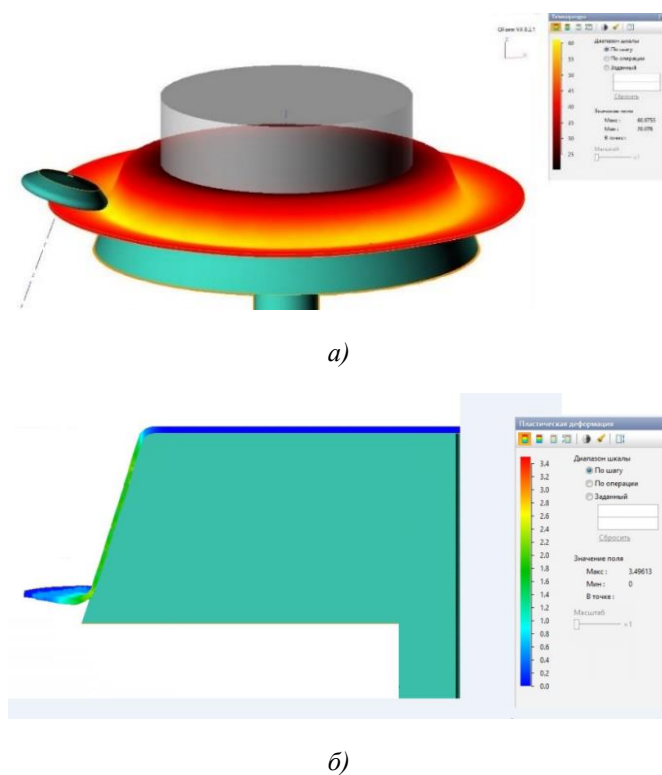


Рис.5. Результаты моделирования ротационной вытяжки в программе QFormVX. а – температура, б – пластическая деформация

Моделирование ротационной вытяжки проводилось без вытяжки фланца ввиду сложности построения траектории движения инструмента. Для моделирования вытяжки

фланца необходимо разделить операцию на множество различных операций с минимальным ходом инструмента и потратить колоссальное количество времени, чтобы простроить точную геометрию.

Тем не менее моделирование позволило получить достоверную информацию о ходе инструмента и поведении заготовки и формообразующего инструмента при ротационной вытяжке. График показан на (рис. 6).

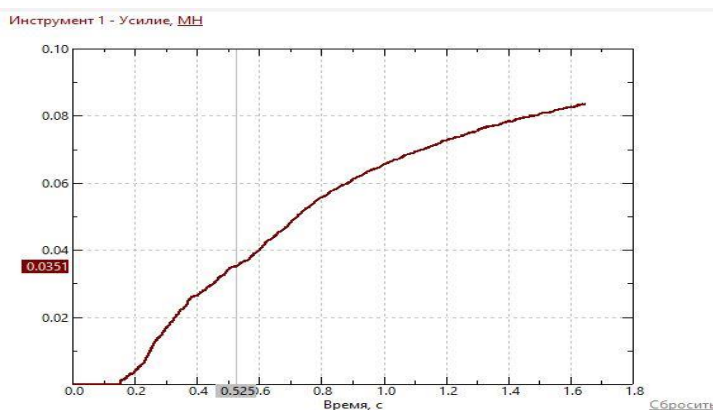


Рис 6. Усилие ролика в ходе ротационной вытяжки

Выводы

1. Программа QForm VX позволяет моделировать процессы как объемной, так и листовой штамповки с результатами, подтвержденными практическими результатами.
2. Программа дает возможность определять напряжения, возникающие в инструменте, и прогнозировать заранее возможные места его разрушения.
3. Использование программы при разработке технологических процессов обработки металлов давлением и штампов позволит существенно снизить затраты на доработку штамповой оснастки и доводку технологических процессов.

Литература

1. Особенности формообразования отверстий в заготовках из жаропрочных сплавов методом термического сверления/ И.А. Бурлаков, Д.М. Забельян, Гладков Ю.А. и др., – М.: КШП, 2016. № 12, С. 36-40.
2. Modeling the Structure Formation during Hot Deforming the Billets of the Parts of Gas-Turbine Engines Made of Heat-Resistant Nickel Alloy. I. A. Burlakov, V. A. Valitov, A. A. Ganeev, D. M. Zabel'yan, S. V. Morozov, R. Yu. Sukhorukov, F. Z. Utyashev. Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2016, No. 5. pp. 95–102.
3. Беляев А.А., Колотов Ю.В. Развитие методов гидроформовки изделий из трубчатых заготовок в СССР и современной России // КШО ОМД. 2009 №1.с. 20-31.
4. Simulation of Deformation Behavior and Microstructure Evolution during Hot Forging of TC11 Titanium Alloy. Artem Alimov, Zabelyan D. Burlakov I., Gladkov Y., Defect and Diffusion Forum. Vol. 385, 2018 Trans Tech Publication, Switzerland. pp. 449-454.
5. Гредитор М.А. Давильные работы и ротационное выдавливание М.: Машиностроение, 1971.-240с.
6. Корольков В.И., Захаров Е.Е., Чернов В.М. Моделирование многопроходной ротационной вытяжки с учетом деформированного состояния фланца Труды международной научно – технической конференции. Воронеж., 2002. с 107-112.

ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ КИНЕМАТИКИ МАНИПУЛЯЦИОННЫХ РОБОТОВ НА ОСНОВЕ ГЕНЕТИЧЕСКОГО АЛГОРИТМА

SOLUTIONS OF THE INVERSE KINEMATIC PROBLEM FOR MANIPULATION ROBOTS BASED ON THE GENETIC ALGORITHM

Крахмалев Н.О. – студент, **Коростелёв Д.А.** – к.т.н., доцент
ФГБОУ ВО «Брянский государственный технический университет»
krakhmalevnik@yandex.ru

Abstract. Using simple examples, an unconventional method for solving the inverse kinematic problem for manipulation robots is considered. The classical nonlinear formulation of this problem is reduced to the optimization problem. To solve which it is proposed to use the stochastic method, implemented on the basis of a genetic algorithm. As the optimization criterion (fitness function), the square of the deviation of the position of the tool center point of the manipulation robot from the given trajectory point is selected. Various kinematic schemes of manipulation systems (flat, spatial, with kinematic redundancy) are investigated. The algorithm showed good convergence with a given accuracy, including multivariate solutions to the problem.

Key words: manipulation robots, inverse kinematics problem, genetic algorithms.

Аннотация. На простых примерах рассмотрен нетрадиционный способ решения обратной задачи кинематики манипуляционных роботов. Классическая нелинейная постановка данной задачи сведена к задаче оптимизации, для решения которой предложено использовать стохастический метод, реализованный на основе генетического алгоритма. В качестве критерия оптимизации (фитнес функции) взят квадрат расстояния соответствующего отклонению положения характерной точки выходного звена манипуляционного робота от выбранной точки на программной траектории движения. Исследованы различные кинематические схемы манипуляционных систем (плоские, пространственные, с кинематической избыточностью). Алгоритм показал хорошую сходимость с заданной точностью, в том числе и к многовариантным решениям задачи. **Ключевые слова:** манипуляционные роботы, обратная задача кинематики, генетические алгоритмы.

Решение обратной задачи кинематики, состоящее в определении значений шарнирных (криволинейных) координат манипуляционного робота по заданным декартовым (прямоугольным) координатам характерной точки выходного звена (ТЦР – tool center point) его манипуляционной системы, является проблемой, от решения которой во многом зависят эксплуатационные показатели самого робота [1]. Природа проблемы такова, что при математическом описании окружающего робота пространства, в том числе и 3D-моделей объектов манипулирования (деталей), используются различные координатные метрики. Эти метрики выбираются из соображений удобства описания соответствующих видов объектов или пространств. По этим причинам программные траектории движения задаются в декартовых координатах, а для реализации управляемого движения роботом эти координаты должны быть пересчитаны в шарнирные координаты конкретного робота.

В данной работе для решения обратной задачи кинематики манипуляционных роботов использовался стохастический метод оптимизации, основывающийся на генетическом алгоритме [2, 3]. Генетический алгоритм в разных своих модификациях представляет собой вычислительную процедуру, основывающуюся на аналогии с эволюционными процессами, происходящими в живой природе. При его описании используют термины, возникшие в нейробиологии, но отражающие специфику

вычислительного алгоритма. Так ген – структура представления информации о переменных величинах (параметрах) исследуемой математической модели. Форма структуры гена зависит от типа используемых переменных. Различают вещественные, бинарные, символьные и другие формы генов. Хромосома (особь) – упорядоченная последовательность генов, часто рассматривается как вектор, элементами которого являются соответствующие гены. Популяция – множество особей.

Генетический алгоритм, как правило, содержит следующие операторы: генерации начальной популяции, выбора родителей, рекомбинации (воспроизведения), мутации, отбора особей в новую популяцию и др. Все эти операторы реализуются случайными функциями, поэтому генетические алгоритмы относятся к стохастическим методам.

Для оценки приспособленности каждой особи и популяции в целом используют фитнес функцию (fitness function). Значение фитнес функции, вычисленное на основе значения генов конкретной особи, учитывается при выборе родителей и рекомбинации. Гены с большей вероятностью скрещиваются с лучшими генами, для которых значение фитнес функции лучше. Лучшее значение фитнес функции (Best fitness) определяется направлением оптимизации, поиском максимума или минимума фитнес функции. При анализе процесса сходимости часто используют среднее значение фитнес функции по популяции (Mean fitness).

В качестве фитнес функции для решения обратной задачи кинематики манипуляционных роботов будем использовать функцию вычисления квадрата отклонения положения характерной точки выходного звена робота от выбранной точки на траектории движения. Используем генетический алгоритм для поиска значений шарнирных координат минимизирующих фитнес функцию на примере плоской двухзвенной (рис. 1) и пространственной трёхзвенной манипуляционных систем (рис. 2).

Для двухзвенного манипуляционного робота хромосома будет представлять собой вектор $X=[x_1 \ x_2]^T$ элементами которого являются шарнирные координаты, x_1 – вращательная, а x_2 – поступательная. Для данных координат введём ограничения $0 \leq x_1 \leq 2\pi$, $0.5 \leq x_2 \leq 1.5$. Составим фитнес функцию

$$z = (y_1 - x_2 \cos(x_1))^2 + (y_2 - x_2 \sin(x_1))^2, \quad (5)$$

где $Y=[y_1 \ y_2]^T$ – вектор декартовых координат выбранной на траектории точки.

Зададим значения координат выбранной точки $y_1=1.0000$ м – прямоугольная координата по оси x , $y_2=0.0000$ м – прямоугольная координата по оси y . Установим размер популяции – 10 особей. Запустим алгоритм на выполнение. В одиннадцатом поколении результат вычислений составил: $z=3.9272e-09$ – значение фитнес функции для лучшей особи, $x_1=6.2830 \approx 2\pi$ рад, $x_2=1.0000$ м (рис. 3).

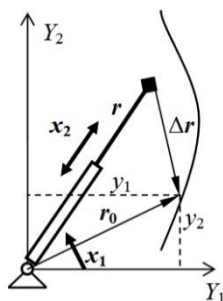


Рис.1. Отклонение положения плоской двухзвенной манипуляционной системы

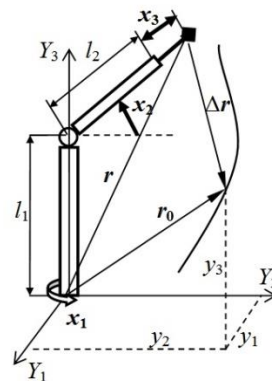


Рис.2. Отклонение положения пространственной трёхзвенной манипуляционной системы

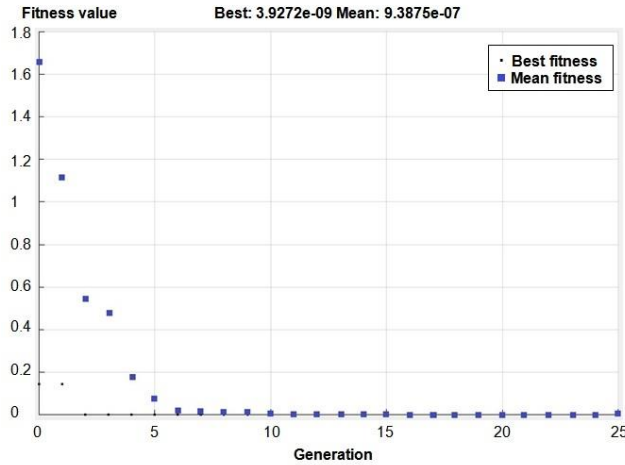


Рис.3. Результаты вычисления фитнес функции

Повторный эксперимент выдал тот же результат, запуск алгоритма в третий раз дал значения: $z=3.9154e-09$, $x_1=0.0001$ рад, $x_2=1.0000$ м. Эти значения шарнирных координат также соответствуют одному из двух возможных положений манипуляционной системы, так как в одном и том же положении x_1 может принимать значение 0 или 2π .

После изменения значений декартовых координат на $y_1= 0.8660$ м и $y_2= 0.5000$ м. Запуск алгоритма дал значения: $z=1.0299e-10$, $x_1=0.5236\approx\pi/6$ рад, $x_2=1.0000$ м., что соответствует решению задачи с высокой степенью точности.

Рассмотрим работу генетического алгоритма на примере решения обратной задачи кинематики для пространственной трёхзвенной манипуляционной системы (рис 3). Для трёхзвенного манипуляционного робота хромосома будет представлять собой вектор $X=[x_1 \ x_2 \ x_3]^T$ элементами которого являются шарнирные координаты, x_1 и x_2 – вращательные, а x_3 – поступательная. Для данных координат введём ограничения $0 \leq x_1 \leq 2\pi$, $-\pi/6 \leq x_2 \leq \pi/2$, $0 \leq x_3 \leq 1$. Составим аналитические выражения для определения проекций радиус-вектора характерной точки последнего (3-го) звена манипуляционной системы в неподвижной системе координат, связанной с его основанием.

$$r = \begin{bmatrix} r_x \\ r_y \\ r_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -(l_2 + l_3 + x_3)\sin(x_1)\sin(x_2) \\ (l_2 + l_3 + x_3)\cos(x_1)\cos(x_2) \\ l_1 + (l_2 + l_3 + x_3)\sin(x_2) \end{bmatrix}, \quad (6)$$

где l_i – длины звеньев, $i=1-3$.

На основе выражений (6) составим фитнес функцию

$$z = (y_1 - r_x)^2 + (y_2 - r_y)^2 + (y_3 - r_z)^2, \quad (7)$$

где $Y=[y_1 \ y_2 \ y_3]^T$ – вектор декартовых координат выбранной на траектории точки.

Зададим значения длин звеньев $l_1=1.0000$ м, $l_2=1.0000$ м, $l_3=0.0000$ м (третье звено телескопически выдвигается из второго) и координаты выбранной точки $y_1= 1.0000$ м – координата по оси x , $y_2= 0.0000$ м – координата по оси y , $y_3= 0.0000$ м – координата по оси z . Установим размер популяции – 30 особей. Запустим алгоритм на выполнение. В двадцатом поколении результат вычислений составил: $z=1.2961e-07$ – значение фитнес функции для лучшей особи, $x_1=0.0000$ рад, $x_2=0.0000$ м, $x_3=1.0000$ м (рис 4).

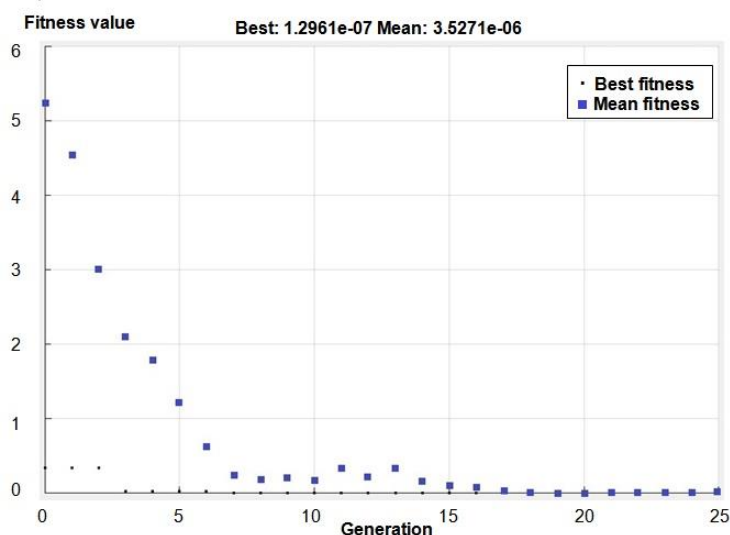


Рис.4. Результаты вычисления фитнес функции

Как видно из вычислительного эксперимента полученные значения обобщённых координат, соответствующих решению обратной задачи кинематики манипуляционных роботов, могут быть найдены с высокой точностью минимизацией предложенных фитнес функций на основе генетического алгоритма. Время вычислений по каждому тесту составляло порядка нескольких секунд, что позволяет использовать данный метод на практике при программировании манипуляционных роботов обучением.

Близкие по тематике задачи рассмотрены в работах [4, 5].

Литература

1. Крахмалев, О.Н. Моделирование манипуляционных систем роботов [Электронный ресурс]: учебное пособие / О. Н. Крахмалев. – Саратов: Ай Пи Эр Медиа, 2017. –165 с.
2. Карпенко, А.П. Современные алгоритмы поисковой оптимизации. Алгоритмы, вдохновленные природой / А.П. Карпенко. –М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. –446 с.
3. Гладков, Л.А. Генетические алгоритмы / Л.А. Гладков, В.В. Курейчик, В.М. Курейчик. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006. –320 с.
4. Степанов, Д.В. Использование генетического алгоритма для поиска оптимальной траектории наблюдателя / Д.В. Степанов, А.А. Шалыто // Научно-технический вестник информационных технологий, механики и оптики, 2012. – № 1 (77) . – С. 90-95.
5. Подвесовский, А.Г. Идентификация структуры и параметров нечетких когнитивных моделей: экспертные и статистические методы / А.Г. Подвесовский, Р.А. Исаев // International Journal of Open Information Technologies, 2019. – Т. 7. – № 6. – С. 35-61.

**ОЦЕНКА ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА СВОЙСТВА
СВЧ-ЗАЩИТНОЙ ТКАНИ**
*FACTORS INFLUENCING THE PROPERTIES OF THE ELECTROMAGNETIC
RADIATION PROTECTION FABRICS*

Ларина¹ К.М. – студент, **Хейло¹ С.В.** – д.т.н., заведующий кафедры,
Фукина² О.В. – д.т.н., профессор, **Хандогина³ Е.Н.** – к.т.н., заместитель директора,
Владимиров³ Д.Н. – главный специалист

¹Российский Государственный университет им. А.Н. Косыгина

²Российский экономический университет им. Г.В. Плеханова

³Акционерное Общество «Центральное конструкторское бюро специальных радиоматериалов», Москва
ksyu.larina.01@gmail.com

Abstract: The article presents the protective and operational characteristics of the developed protective fabric from electromagnetic radiation.

Key words: electromagnetic radiation protective fabric, optimization.

Аннотация: В статье приведены защитные и эксплуатационные характеристики разработанной защитной ткани от электромагнитного излучения, проанализированы факторы, с точки зрения оптимизации защитных свойств ткани.

Ключевые слова: защитная ткань от электромагнитного излучения, оптимизация.

Часто в силу производственной необходимости человеку приходится находиться в зоне действия электромагнитных полей радиочастотного диапазона (ЭМИ РЧ). Электромагнитные излучения радиочастот, воздействуя на организм человека в дозах, превышающих допустимые, могут явиться причиной профессиональных заболеваний [1].

Воздействие электромагнитных полей вызывает обратимые, а также и необратимые отрицательные изменения в организме: торможение рефлексов, понижение кровяного давления, замедление сокращений сердца, изменение состава крови в сторону увеличения числа лейкоцитов и уменьшения эритроцитов, помутнение хрусталика глаза. Субъективные критерии отрицательного воздействия электромагнитных полей – повышенная утомляемость, раздражительность, сонливость, одышка, ухудшение зрения, повышение температуры тела.

Ослабить это отрицательное влияние на организм человека может защитная одежда, имеющая в своем пакете слой металлизированного материала или ткани с металлизированной нитью или нитью с микропроводом [2, 3].

Для персонала, подвергающегося воздействию ЭМИ РЧ непрерывно в течение длительного времени, оптимальным является защитное белье из материала с поверхностной плотностью и физиолого-гигиеническими свойствами, соответствующими материалам бельевой группы. Такой экранирующий материал получен из хлопчатобумажной пряжи и нити с микропроводом. Нить с микропроводом создает в материале сетку-экран с заданным шагом [4].

Наиболее эффективным для СВЧ диапазона является микропровод из ферромагнитного материала - наноструктурный ферромагнитный микропровод, представляющий собой композиционный материал с внутренней жилой из нанокристаллических или аморфных металлических сплавов на основе переходных металлов (рис.1). Толщина металлической жилы может варьироваться от 2 до 30 мкм, толщина стеклянной изоляции 5 - 10 мкм.

Совместно с ним используется также медный микропровод, усиливающий защиту в нижней части частотного диапазона. Микропровод соединяется с пряжей-носителем путем совместного обкручивания микропровода и пряжи-носителя

скрепляющей нитью. В результате получается комплексная нить для выработки ткани с микропроводом. Защитные характеристики ткани (коэффициенты экранирования и отражения, поверхностное сопротивление) будут зависеть от следующих основных факторов:

- химического состава микропровода;
- диаметра микропровода;
- количества жил микропровода в комплексной нити;
- количества комплексных нитей в системах основы и утка.

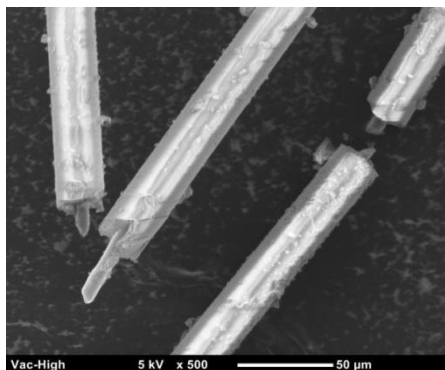


Рис.1. Ферромагнитный микропровод

На диапазон варьирования этих факторов накладываются как технологические, так и экономические ограничения.

Так, например, определенный химический состав обеспечивает хорошие экранирующие показатели, но имеет низкую пластичность и разрывную нагрузку, что приводит к разрывам при ткачестве. Кроме того еще может быть слишком дорог.

Увеличение диаметра микропровода ведет к увеличению коэффициента экранирования ткани и прочности микропровода, но значительно снижает производительность при литье микропровода и увеличивает его стоимость.

Увеличение количества жил микропровода в комплексной нити также повышает экранирующую способность ткани, но увеличивает ее стоимость и усложняет процесс получения комплексной нити.

Увеличение количества комплексных нитей в основной и уточной системах ткани повышает защитные характеристики, но усложняет процесс ткачества и удорожает ткань. Для определения оптимальной области существования высоких экранирующих свойств ткани при обеспечении технологичности процессов и стоимостных показателей был проведен разведывательный эксперимент и получены образцы ткани с микропроводом по физиолого-гигиеническим показателям соответствующие бельевой группе:

- пряжа-носитель – хлопчатобумажная пряжа 25 текс. х 2;
- химический состав сплава микропровода – Fe, CoV, Co, Si, Cr;
- диаметр микропровода – 30 мкм и 12,5 мкм;
- количество жил микропровода – 30 мкм – 1 жила, 12,5 мкм – 2 жилы.

Способ изготовления комплексной пряжи - обкручивание пряжи-носителя и жил микропровода скрепляющей нитью. В основе только нити пряжи-носителя, шаг чередования комплексных нитей и пряжи-носителя в утке ткани (по образцам):

- 1 – только комплексные нити;
- 2 – 1 комплексная нить, 1 нить пряжи-носителя;
- 3 – 1 комплексная нить, 2 нити пряжи-носителя.

Защитные свойства полученных образцов определялись по радиотехнической характеристике – экранирующей способности защитного материала. Измерения проводились при помощи коаксиального расширителя, представляющего собой отрезок волновода большого сечения (100 мм). Измерялась величина затухания в пустой

волноводной секции и заполненной исследуемым образцом. Эффективность экранирования определялась как отношение этих величин. Каждый образец изготавливался в 5 экземплярах для проведения 5 серий испытаний. Результаты испытаний представлены в таблице 1.

Табл. 1. Коэффициент экранирования СВЧ-защитной ткани при различном шаге комплексных нитей

Номер образца	Коэффициент экранирования, дБ												
	Частота, МГц												
	30	50	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	2000
1	27	25	20	23	24	26	25	25	26	22	23	22	23
2	18	20	19	18	15	16	17	12	14	17	18	15	12
3	16	12	11	12	11	12	9	9	10	8	9	10	12

Для образца №2, имеющий следующий состав волокон: хлопок – 88,5 %; полиамид (скрепляющая нить) – 3,7%; микропровод – 7,8%, приведены физико-механические и физиолого-гигиенические характеристики:

- количество нитей на 100 мм: основа – 251; уток – 171 нить пряжи-носителя; 171 – комплексная нить;
- разрывная нагрузка по основе – 944 Н, по утку – 648 Н;
- раздирающая нагрузка по основе – 88 Н, по утку – 95 Н;
- стойкость к истиранию – 4736 циклов;
- осыпаемость срезов по основе – 2,0 мм, по утку 2,4 мм;
- жесткость – 20,5 сН;
- воздухопроницаемость 174 $\text{дм}^3/\text{м}^2\text{с}$;
- паропроницаемость 8,3 $\text{мг}/\text{см}^2\text{ч}$.

Как видно из полученных результатов испытаний экспериментальные образцы защитной ткани и по экранирующим свойствам и по физиолого-гигиеническим показателям соответствуют требованиям к защитной одежде долговременного ношения от ЭМП РЧ.

Определение диапазонов варьирования перечисленных выше факторов, определяющих величину коэффициента экранирования, и изготовление комплексных нитей и образцов ткани при различных сочетаниях значений этих факторов позволит получить эффективную по защите, недорогую и технологичную ткань.

Литература:

1. Солодовников А.В. Действие электромагнитных полей и излучений на человека / Учебное пособие УГНТУ.- Уфа. 2011. – 32 с.
2. Сильченко Е. В. Новая ткань для защиты человека от воздействия электромагнитных полей / Е. В. Сильченко, С. Д. Николаев // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2015. – № 6 (360). – С. 59-63.
3. Сильченко, Е. В. Металлизированные ткани для защитных костюмов / Е. В. Сильченко, С. Д. Николаев // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. – 2016. – № 1 (361). – С. 79-84.
4. Патент РФ № 87047, 25.06.2009, Устименко Л.Г., Владимиров Д.Н., Воронина Н.М., Грищенкова В.А., Темненко А.О., Фукина В.А., Хандогина Е.Н., Шаповалова Е.И. Средство защиты от электромагнитного излучения. // Патент России № 2009124132/22 от 20.09.2009, Бюл. № 26.

**ОСТАТОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ДЕТАЛЯХ
ПРИ ПОВЕРХНОСТНОМ УПРОЧНЕНИИ**
RESIDUAL STRESSES IN CYLINDRICAL PARTS DURING SURFACE
HARDENING

Ларинский К.С. – студент, Осипов Н.Л. – к.т.н., доцент, Рыбакова М.Р. – старший преподаватель

Московский политехнический университет
lareks.k@gmail.com

Abstract. An analytical method for calculating the residual stresses arising from the surface treatment of cylindrical bodies by plastination using shot blowing is presented. In particular, in the shafts of gas turbine engines and auxiliary devices, the main parameters when choosing the modes of such technological processes are temperature, voltage and life of the product. To increase the durability of such parts subjected to surface hardening by planning. However, at elevated operating temperatures induced residual stresses relax, which reduces the effectiveness of such technology. The simplest variant of the analytical technique within the axisymmetric problem of the theory of elasticity is given for the computational evaluation of residual stresses.
Key words: residual stresses, residual strains, relaxation.

Аннотация. Представлен аналитический метод расчета величин остаточных напряжений, возникающих при поверхностной обработке цилиндрических тел пластинированием с помощью обдувки дробью. В частности, в валах газотурбинных двигателей и вспомогательных устройств основными параметрами при выборе режимов таких технологических процессов является температура, напряжение и ресурс изделия. Для повышения долговечности такие детали подвергают поверхностному упрочнению путем пластинирования. Однако при повышенных температурах в эксплуатации наведенные остаточные напряжения релаксируют, что снижает эффективность подобной технологии. Для расчетной оценки остаточных напряжений приводится простейший вариант аналитической методики в рамках осесимметричной задачи теории упругости.
Ключевые слова: остаточные напряжения, остаточные деформации, релаксация.

Известно, что на стадии проектирования газотурбинных двигателей основными параметрами, которые учитываются при выборе материала и технологии изготовления деталей, а также при оценке запаса прочности, являются температура, напряжение и ресурс работы изделия. В последнее время для повышения долговечности многих изделий, в том числе лопаток турбины, используются различные методы упрочнения поверхностным пластическим деформированием (ППД). При этом действием повышенных температур в процессе эксплуатации сводится к постепенному уменьшению (релаксации) остаточных напряжений в поверхностном слое детали. Для анализа процесса релаксации необходимо иметь полную информацию о полях остаточных напряжений и пластических деформаций, возникших в детали в результате ППД. В данной статье дается решение такой задачи для цилиндрических изделий.

1. Вывод основных формул

Пусть σ_θ , σ_r , σ_x – окружное, радиальное и осевое остаточные напряжения.

Экспериментально может быть определено лишь σ_x

На Рис. 1 приведены экспериментальные значения остаточных напряжений σ_x , наведенных в образцах из сплава ЖС-6КП после обработки микрошариками.

Предположим, что известна величина напряжения σ_θ , тогда

$$r \frac{d\sigma_r}{dr} + \sigma_r = \sigma_\theta \quad (1)$$

Нетрудно установить следующие свойства функций $\sigma_\theta(r), \sigma_r(r)$.
Во-первых, интегрируя равенство (1), нетрудно получить:

$$\int_0^a \sigma_\theta(r) dr = 0 \quad (2)$$

т.е. эпюра напряжений $\sigma_\theta(r)dr$ должна быть самоуравновешенной (a – радиус изделия)
Во-вторых, с помощью (1) $\sigma_r(r)$ выражается через $\sigma_\theta(r)$.

$$\sigma_r(r) = \frac{1}{r} \int_0^r \sigma_\theta(z) dz \quad (3)$$

В-третьих, если обозначить:

$$\lim_{r \rightarrow 0} \sigma_\theta(r) = \sigma_0 \quad (4)$$

то из (3) следует

$$\lim_{r \rightarrow 0} \sigma_r(r) = \sigma_0 \quad (5)$$

Величина $\sigma_x(r)$ может быть вычислена лишь с учетом остаточных пластических деформаций.

Пусть полная деформация представлена в виде:

$$\varepsilon = e + q \quad (6)$$

где e – тензор упругих деформаций; q – тензор остаточных пластических деформаций.
Обозначив через ρ радиальные перемещения материала, в результате ППД, можно записать:

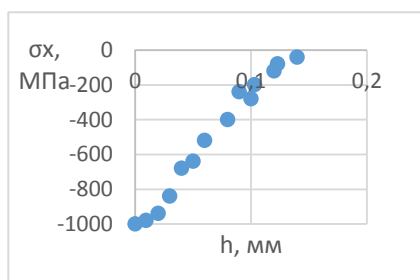


Рис. 2
Экспериментальные значения остаточных напряжений σ_x (сплав ЖС-6КП)

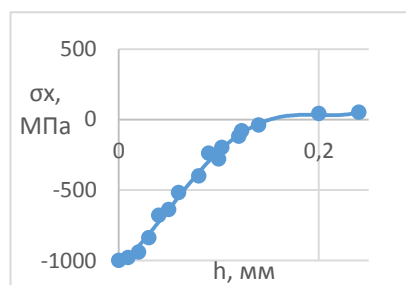


Рис. 1
Эпюра остаточных напряжений σ_x (сплав ЖС-6КП)

$$\varepsilon_r = \frac{d\rho}{dr}; \varepsilon_\theta = \frac{\rho}{r} \quad (7)$$

Из (7) следует известное уравнение совместности для полных деформаций:

$$r \frac{d\varepsilon_\theta}{dr} + \varepsilon_\theta = \varepsilon_r \quad (8)$$

При малом размере шарика:

$$\theta = q_x \quad (9)$$

С помощью условия несжимаемости для пластических деформаций и равенства (9) легко установить, что

$$\theta = q_x = -\frac{r}{2} \quad (10)$$

исключим r с помощью (6), (8), (10)

$$r q_\theta' + 3q_\theta = e_r - r \frac{de_q}{dr} - e_q \quad (11)$$

Упругие деформации легко выразить через остаточные напряжения

$$\begin{cases} e_r = \frac{\sigma_r - \mu(\sigma_\theta + \sigma_x)}{E} \\ e_\theta = \frac{\sigma_\theta - \mu(\sigma_r + \sigma_x)}{E} \end{cases} \quad (12)$$

Принимаем гипотезу плоских сечений, тогда

$$e_x(r) + q_x(r) = \varepsilon^0 = \text{const} \quad (13)$$

Выражая e_x через напряжения подобно (12), с помощью (13) можно получить

$$\sigma_x = E(\varepsilon^0 - q_x) + \mu(\sigma_r + \sigma_\theta) \quad (14)$$

Выражение (14) позволяет исключить из равенств (12) σ_x

$$\begin{cases} e_r = \frac{1 + \mu}{E} [(1 - \mu)\sigma_r - \mu\sigma_\theta] - \mu(\varepsilon^0 - q_x) \\ e_\theta = \frac{1 + \mu}{E} [(1 - \mu)\sigma_\theta - \mu\sigma_r] - \mu(\varepsilon^0 - q_x) \end{cases} \quad (15)$$

Уравнение (11) с учетом (15), (10), (9), запишем в виде:

$$r q_\theta' + \frac{3}{1 + \mu} \theta = g \quad (16)$$

где

$$g = \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{E} - \frac{r}{E} \left[(1 - \mu) \frac{d\sigma_\theta}{dr} - \mu \frac{d\sigma_r}{dr} \right] \quad (17)$$

Общее решение уравнения (17) выглядит следующим образом:

$$\theta = \frac{1}{3} \left[\int_0^r \frac{r^{2-\mu}}{r^{1+\mu}} g(z) dz + C \right] \quad (18)$$

Или после преобразований, считая, что $C = 0$

$$\theta = \frac{1 - 2\mu}{E(1 + \mu)r^{\frac{3}{1+\mu}}} \int_0^r z^{\frac{2-\mu}{1+\mu}} [\sigma_r(z) + 2\sigma_\theta(z)] dz - \frac{(1 - \mu)\sigma_\theta(r) - \mu\sigma_r - (1 - 2\mu)\sigma_0}{E} \quad (19)$$

Теперь согласно (10) и (19) вычисляется θ , ε^0 находим из уравнения равновесия (осевое направление)

$$\int_0^a r\sigma_x(r)dr = 0 \quad (20)$$

Умножая равенство (14) на r и интегрируя обе его части в пределах от нуля до a , получим

$$\varepsilon^0 = \frac{1}{a^2} \int_0^a r \{ q_x(r) - \frac{1}{E} [\sigma_r + 2\sigma_\theta(r)] \} dr \quad (21)$$

Вычислив согласно (21) величину ε^0 , можно в соответствии с (14) определить искомую функцию $\sigma_x(r)$.

2. Расчет полей остаточных напряжений.

Пусть выражение, аппроксимирующее напряжение $\sigma_\theta(r)$ имеет вид

$$\sigma_\theta = \sigma_0 - \sigma_1 \exp\left(-\frac{(a-r)^2}{b^2}\right) \quad (23)$$

Полагая $r^{-1} \approx a^{-1}$ можно использовать следующие асимптотические выражения:

$$\begin{cases} \sigma_\theta = \sigma_0 - \sigma_1 \exp\left(-\frac{h^2}{b^2}\right) \\ \sigma_r = \sigma_0 [2\Phi\left(\frac{\sqrt{2}h}{b}\right) - 1] \\ \sigma_0 = 2\sigma_0 - \sigma_1 \exp\left(-\frac{h^2}{b^2}\right) \end{cases} \quad (24)$$

Результаты расчетов согласно формулам (24) на Рис. 2, Рис. 3, Рис

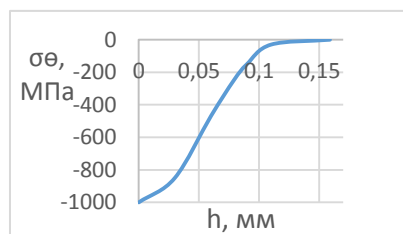


Рис. 3
Эпюра остаточных напряжений σ_θ (сплав ЖС-6КП)

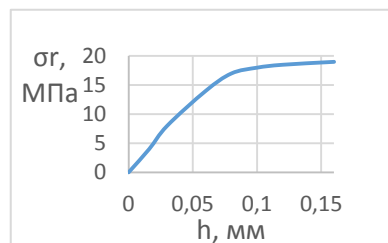


Рис. 4
Эпюра остаточных напряжений σ_r (сплав ЖС-6КП)

Литература

1. Биргер И.А. Остаточные напряжения. – М.: - Машиностроение, 1963.- 232 с.
2. Колотникова О.В., Цейтлин В.И. Релаксация остаточных напряжений в деталях турбины ГТД в процессе эксплуатации. – Проблемы прочности, 1980, №8. с.46-48.

ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА СБОРКИ НА НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОЕ СОСТОЯНИЕ СТОЙКИ ДОРОЖНОГО ОГРАЖДЕНИЯ

INFLUENCE OF QUALITY ON THE STRESS-STRAIN STATE OF THE ROAD FENCE POST ASSEMBLY

Локить А.Г. – студент, Демьянушко И.В. – д.т.н., проф., Надеждин В.С. – к.т.н., доц., Титов О.В. – аспирант.

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)
nadezhdin@niimech.ru

Abstract. The article compares the results of mathematical modeling by the finite element method (FEM) for different assembly variants. The object of the study was the prefabricated rack of the road fence of the bridge group, made of steel 3. Mathematical modeling shows the deformation patterns of the struts obtained at different values of the eccentricity of the strut plate installation.

Key words: bench tests, rack, road fence, finite element method, deformation, mathematical modeling.

Аннотация. В статье проведено сравнение результатов математического моделирования методом конечных элементов (МКЭ) при различных вариантах сборки. Объектом исследования являлась сборная стойка дорожного ограждения мостовой группы, изготовленная из стали 3. В результате математического моделирования были получены картины деформаций стоек при различной величине эксцентриситета установки пластины стойки.

Ключевые слова: стендовые испытания, стойка, дорожное ограждение, метод конечных элементов, деформации, математическое моделирование.

При наезде транспортного средства на дорожное удерживающее ограждение происходит деформация элементов ограждения и транспортного средства. Следует отметить, что дорожное ограждение представляет собой жесткую конструкцию, рассчитанную на установленную удерживающую способность и допускаемую величину динамического прогиба, предусмотренную нормативными документами [1]. Правильная работа удерживающего дорожного ограждения при дорожно-транспортном происшествии (ДТП) зависит как от качественных материалов, так и от качества сборки и установки [2]. Однако, не всегда точность сборки элементов дорожного ограждения соответствует конструкторской документации, что негативно сказывается как на работе самого элемента, так и всего ограждения в целом.

Целью предлагаемой работы являлась разработка конечно-элементной модели стендовых испытаний стойки дорожного ограждения мостовой группы с различной величиной эксцентриситета установки внутренней пластины стойки. В качестве объекта исследования была выбрана стойка дорожного ограждения мостовой группы с ввариваемой средней частью в виде пластины (рис. 1).

Для создания верифицированной модели для выбранной стойки были проведены натурные стендовые испытания в соответствии с ГОСТ [3]. Стендовые испытания стойки дорожного ограждения проводились на специализированном стенде, позволяющем прикладывать к объекту исследования статическую нагрузку, создаваемую горизонтально движущейся массой (нагружающий элемент) при заданном значении скорости нагружения.

Нагружающий элемент при моделировании принимался абсолютно жестким. Твердотельная геометрическая и конечно-элементная (КЭ) модели объекта исследования создавались без упрощений (рис. 3.). Толщина стойки дорожного ограждения много меньше ее геометрических размеров, поэтому стойка моделировалась в виде оболочки [4-

16]. По результатам КЭ анализа, выполненного в программном пакете «LS-Dyna», согласно существующим методикам [4-13] было проведено виртуальное испытание и валидация построенной модели по результатам стендовых испытаний с погрешностью менее 5% (рис. 2).

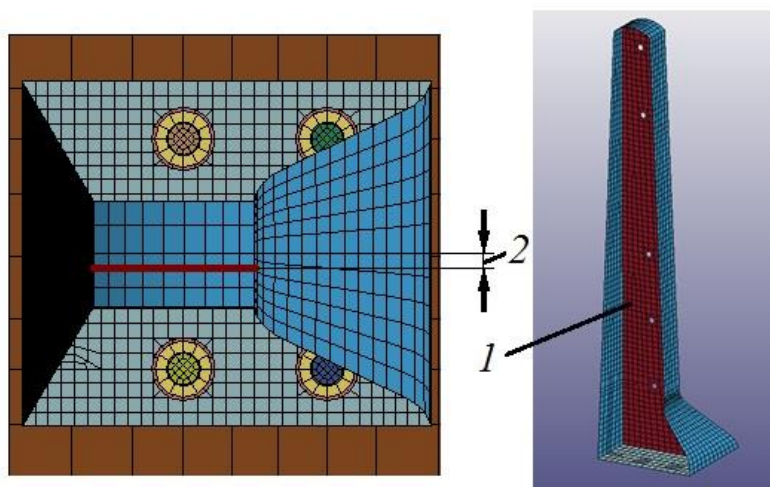


Рис.1 Внешний вид стойки и характер нагружения: 1 – внутренняя пластина; 2 – эксцентриситет

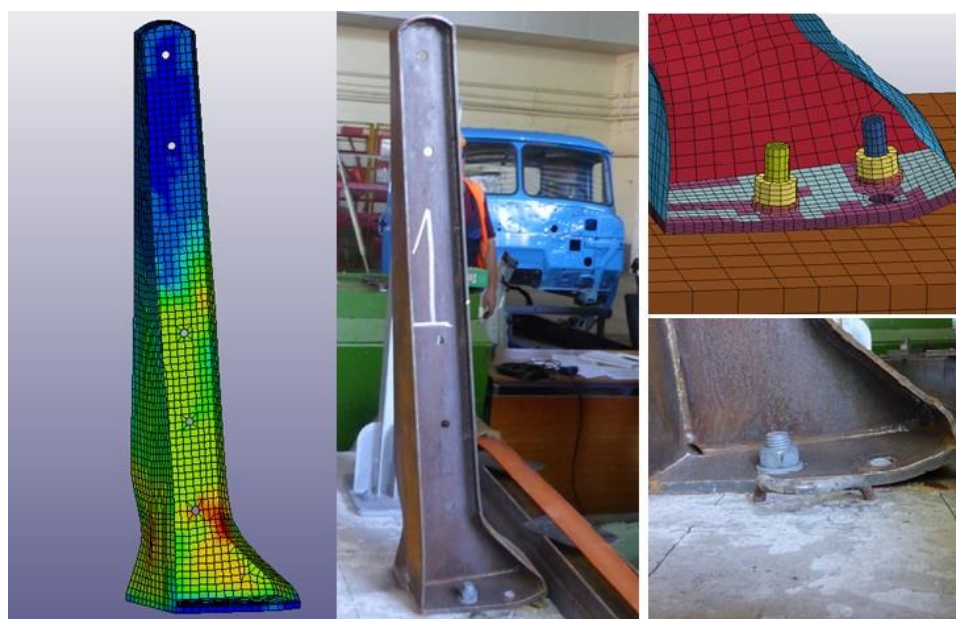


Рис. 2 Вид стойки после статических стендовых и виртуальных испытаний

После получения верифицированной модели дорожной стойки был проведен ряд виртуальных экспериментов с различной величиной эксцентриситета внутренней пластины при сборке с целью анализа напряженно-деформированного состояния стойки. Результаты отражены на рис. 3.

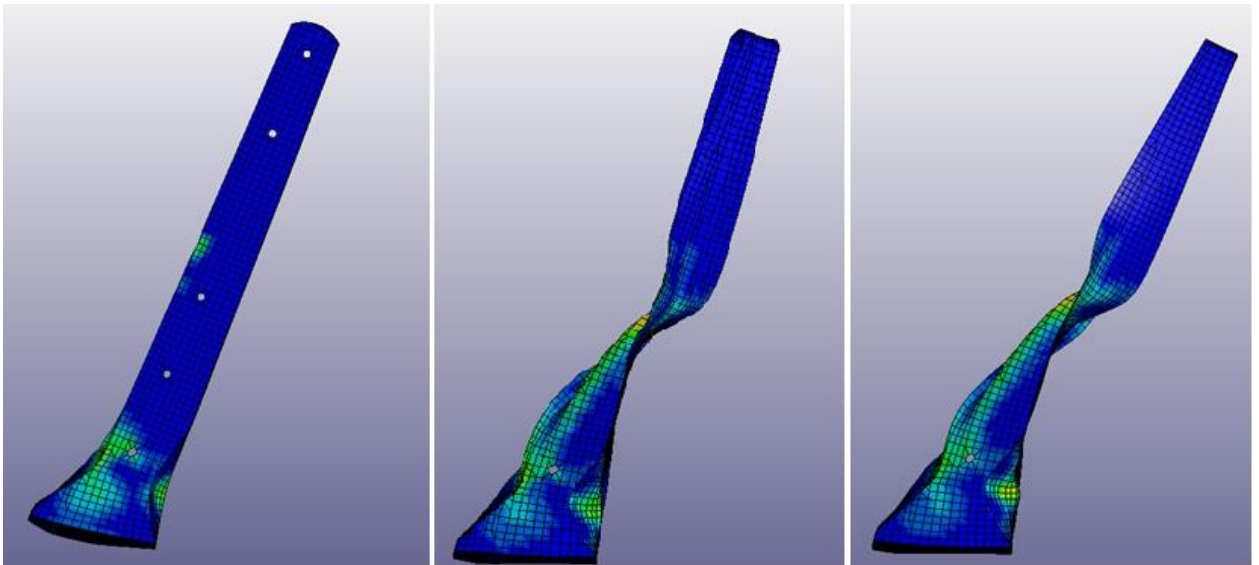


Рис. 3 Механизм деформации при различной величине эксцентриситета установленной пластины стойки

По результатам проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. в зависимости от качества сборки дорожной стойки при одном и том же условии нагружения деформация может изменяться от изгиба до изгиба с кручением, что несомненно окажет влияние на работу всего ограждения в целом;
2. максимальные эквивалентные напряжения возрастают с 620 МПа при нулевом эксцентриситете, до 656 МПа при эксцентриситете равном 20 мм;
3. время реализации (подготовка + проведение) эксперимента при моделировании значительно ниже времени, затрачиваемого на натурный эксперимент (подготовка + проведение);
4. материальные затраты на разработку конструкции (учитывая дальнейшие модификации и их испытания) при проведении виртуального эксперимента будет ниже материальных затрат на проведение натуральных стендовых испытаний. Разница в материальных затратах будет увеличиваться с увеличением числа объектов исследования.

Литература

1. ГОСТ Р 52607-2006 Технические средства организации дорожного движения. Ограждения дорожные удерживающие боковые для автомобилей. Общие технические требования.
2. Демьянушко И.В., Общев А.Г. Разработка технологии устройства современных энергопоглощающих дорожных ограждений безопасности // Вестник Пермского государственного технического университета. Охрана окружающей среды, транспорт, безопасность жизнедеятельности. 2011. № 1. С. 150-159.
3. ГОСТ 33129-2014 Дороги автомобильные общего пользования. Ограждения дорожные. Методы контроля (с Поправками).
4. Демьянушко И.В. Применение численных методов нелинейной динамики к решению проблем столкновений при наезде транспортных средств на дорожные барьеры безопасности // В сборнике: Нелинейная динамика машин - School-NDM 2017 сборник IV Международной Школы-конференции молодых ученых. 2017. С. 56-64.
5. Демьянушко И.В., Карпов И.А. Моделирование наезда автомобиля на стойку дорожного ограждения // Транспортное строительство. 2013. № 10. С. 16-19.
6. Карпов И.А. Разработка конечно-элементных моделей тросовых дорожных ограждений с использованием программного комплекса LS-DYNA // Автомобиль. Дорога. Инфраструктура. 2014. № 2. С. 1.

7. I. V. Demiyanyushko, I. A. Karpov, V. S. Nadezhdin Computational simulation and experimental study of cable for cable barriers // Part of the Mechanisms and Machine Science book series (Mechan. Machine Science, volume 73). IFToMM WC 2019: Advances in Mechanism and Machine Science pp 2883-2891
8. I. V. Demiyanyushko, I. A. Karpov, B. Tavshavadze Applications FEM Analysis in Researches Reliability and Dynamics of Road Safety Barriers at Collisions With Cars // Part of the Mechanisms and Machine Science book series (Mechan. Machine Science, volume 73). IFToMM WC 2019: Advances in Mechanism and Machine Science pp 1651-1658
9. Demiyanyushko, I. Developments of non-linear dynamics FEM simulation of the impact performance of road safety barriers with use of experimental validation of models./ Demiyanyushko i., karpov I., Tavshavadze B. // Mathematical and Numerical Aspects of Dynamical System Analysis. 14th International Conference «Dynamical systems theory and application». (Lodz, December 11-14) - Lodz, 2017 - P.165-174
10. Reid, John D., Development of advanced FE material model for cable barrier wire rope., Lincoln, Nebraska, U.S. Department of transport, 2010
11. Nelson, Ryan, et al. Evaluation of alternative cable anchor design and three-cable guardrail adjacent to steep slope. Transportation research report No. TRP-03-155-05. Lincoln, Nebraska: Midwest Roadside Safety Facility, University of Nebraska-Lincoln, February 2005
12. Hitz, Rebecca, et al. Design and evaluation of a low-tension cable guardrail end terminal system. Transportation Research report No TRP-03-131-08. Lincoln, Nebraska: Midwest Roadside safety Facility, University of Nebraska-Lincoln, 2008.
13. Ferdous MR, Abu-Odeh A, Bligh RP, Jones HL, Sheikh NM (2011) Performance limit analysis for common roadside and median barriers using LS-DYNA. Int J Crashworth 16(6):691–706
14. Gutowski M, Palta E, Fang H (2017) Crash analysis and evaluation of vehicular impacts on W-beam guardrails placed on sloped medians using finite element simulations. Adv Eng Softw 117:88–100
15. Neves, R.R., Fransplass, H., Langseth, M. Performance of some basic types of road barriers subjected to the collision of a light vehicle Braz. Soc. Mech. Sci. Eng. (2018) 40: 274
16. Ana P. C. Freitas, Rui F. M. Silva, João M. P. Dias Multibody and Finite Element Models for the Design of Motorcyclist's Roadside Protections // III European Conference on Computational Mechanics pp 768-768.

РАСЧЕТ ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ ДИСКА С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СВОБОДНОГО ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ CODE_ASTER¹

CALCULATION OF THE HEAT-STRESSED STATE OF THE DISK USING FREE SOFTWARE CODE_ASTER

Максимова Е.А. – студент, Савельева И.Ю. – к.ф.м.н., доцент,
Чердниченко А.В. – к.т.н., доцент

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
elizaveta.alekseevna.m@gmail.com

Abstract. A numerical calculation of the axisymmetric heat-stress state of the turbine disk was performed using the free Code_Aster software. Distributions of temperature, radial displacements, and also radial and axial stresses in the cross section of the disk are presented.

Key words: heat-stressed state, free software, Code_Aster, disk, finite elements method.

Аннотация. Проведен численный расчет осесимметричного теплонапряженного состояния диска турбины с использованием свободного программного обеспечения Code_Aster. Представлены распределения температуры, радиальных перемещений, а также радиальных и осевых напряжений в поперечном сечении диска.

Ключевые слова: теплонапряженное состояние, свободное программное обеспечение, Code_Aster, диск, метод конечных элементов.

Введение

Важным этапом при проектировании транспортных и стационарных силовых установок и многих других машин в различных отраслях промышленности является расчет полей температуры и напряжений в элементах конструкций, работающих при высоких температурах [1]. Так, например, особые требования предъявляются к дискам турбин двигателей. При этом даже на стационарных режимах поле температуры и напряжений сохраняется на постоянном, но достаточно высоком уровне, что приводит к накоплению повреждений [1, 2].

Для расчетов теплонапряженного состояния элементов конструкций во всем мире давно и успешно используется метод конечных элементов (МКЭ). Существует большое количество как коммерческих программных конечно-элементных комплексов: ANSYS, Abaqus, MSC.Nastran, LS-Dyna, так и свободного программного обеспечения (Code_Aster, CalculiX, Elmer и т.д.). В данной работе представлено построение поля температуры и напряжений в диске с использованием комплекса Code_Aster (акроним от Analysis of Structures and Thermomechanics for Studies and Research – решение задач прочности и термомеханики для научных целей и обучения) [3, 4].

1. Математическая модель

Рассмотрим стальной диск турбины (рис. 1) [5], находящийся в стационарном температурном поле. Радиальное сечение диска представлено на рис. 2 [6].

Формулировка связанной стационарной термомеханической задачи в области V , соответствующей однородному телу из изотропного материала, имеет вид [2]:

$$\begin{aligned} \partial^2 T(M) / \partial x_i \partial x_i = 0, \quad \partial \sigma_{ji}(M) / \partial x_j = 0, \quad M \in V, \\ \sigma_{ij} = \frac{E}{1+\nu} \left(\varepsilon_{ij} + \frac{\nu}{1-2\nu} \varepsilon_{kk} \delta_{ij} - \alpha^{(T)} \Delta T \delta_{ij} \right), \quad \varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-38-20108

где $T(M)$ – температура; σ_{ij} и ε_{ij} – компоненты тензоров напряжений и деформации соответственно, u_i – проекция вектора перемещения на ось Ox_i , E – модуль Юнга, ν – коэффициент Пуассона, $\alpha^{(T)}$ – коэффициент температурной деформации, $i, j = 1, 2, 3$.

Краевые условия для такой задачи имеют вид:

$$T|_{S_1} = f_1(\mathbf{x}), \quad q_i n_i|_{S_2} = f_2(\mathbf{x}), \quad \sigma_{ij} n_j|_{S_3} = p_i(\mathbf{x}), \quad u_i|_{S_4} = g_i(\mathbf{x}), \quad (2)$$

где $S_1 \cup S_2 = \partial V$, $S_3 \cup S_4 = \partial V$, $S_1 \cap S_2 = \emptyset$, $S_3 \cap S_4 = \emptyset$, $f_1(\mathbf{x})$, $f_2(\mathbf{x})$, $p_i(\mathbf{x})$, $g_i(\mathbf{x})$ – известные функции, $i, j = 1, 2, 3$.

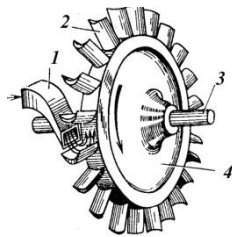


Рис. 1. Схема ступени турбины: 1 – сопловый аппарат, 2 – рабочие лопатки, 3 – вал, 4 – диск

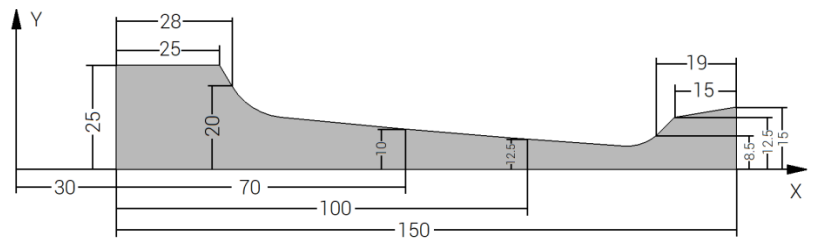


Рис. 2. Радиальное сечение диска (размеры даны в миллиметрах)

2. Особенности моделирования в пакете Code_Aster

Геометрическая модель диска была построена с помощью системы автоматизированного проектирования и черчения AutoCAD. Симметрия твердого тела относительно оси Ox дает возможность построить только верхнюю половину сечения. Результат в формате .iges был импортирован в пакет Salome-Meca. Модуль MESH позволяет построить сетку с использованием двумерных треугольных квадратичных элементов (рис. 3). Рекомендуемый размер элемента для данной геометрии 2-3 мм [6].

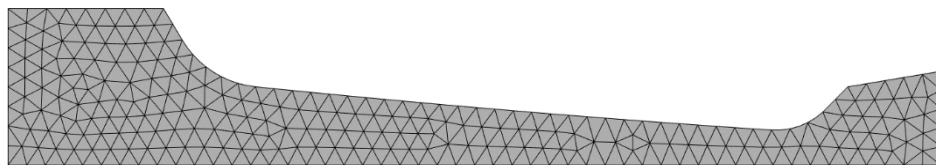


Рис.3. Сетка, построенная на геометрическом объекте, с размерами элементов от 2 до 3 мм

В качестве характеристик материала, из которого изготовлен диск, были приняты следующие значения [6]: $\lambda = 20$ Вт/м·К, $\rho = 7800$ кг/м³, $C_p = 462$ Дж/кг·К, $\nu = 0.3$, $\alpha^{(T)} = 1.1 \cdot 10^{-5}$ К⁻¹. Согласно табл. 2 задаются соответствующие значения температуры и модуля Юнга. Зависимость $E(T)$ изображена на рис. 4.

Табл.2. Значения температуры и модуля Юнга

Температура, T , К	Модуль Юнга, E , Па
473	$2 \cdot 10^{11}$
673	$1.8 \cdot 10^{11}$
773	$1.65 \cdot 10^{11}$

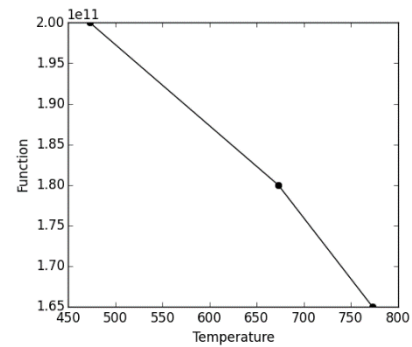


Рис. 4. Зависимость модуля Юнга от температуры

Поставленная задача является осесимметричной, поэтому может быть рассмотрена как двумерная. Данному случаю соответствует тип моделирования **AXIS** как в случае задачи теплопроводности, так и во время расчета теплонапряженного состояния [4]. Моделирование проводится в модуле **Code_Aster** в три этапа: расчет температурного поля в диске, проецирование поля температур и расчет теплонапряженного состояния диска. В расчете были использованы шестиузловые квадратичные конечные элементы [7, 8].

3. Расчет температуры и напряжений

Для расчета стационарного температурного поля задаются параметры λ и ρC_p , а также накладываются граничные условия: на правой границе геометрической модели $T_1 = 773$ К, на левой – $T_2 = 573$ К. Предварительно создается первый этап моделирования, считывается сетка и определяется модель: **PHENOMENE > THERMIC, MODELISATION > AXIS**. Ввиду симметричности диска относительно оси Ox , на нижней границе модели задан нулевой поток $q = 0$.

Помимо тепловых нагрузок на диск действуют и силовые: инерционные – вращение вокруг оси Oy с угловой скоростью $\omega = \pi n/30$, где n – число оборотов диска в минуту (в расчетах $n = 11200$ об/мин), а также растягивающие напряжения, равные $\sigma = 200$ МПа [6].

Моделирование задачи по определению напряженно-деформированного состояния начинается со считывания сетки, построенной ранее, для этого необходимо подключить второй этап и считать сетку командой **LIRE_MALLAGE**. На вкладке **AFFE_MODELE** определить задачу механики **PHENOMENE > MECANIQUE, MODELISATION > AXIS**. Далее осуществляется проецирование поля температур. Данная опция требует задания следующих параметров: **RESULTAT** – созданный на первом этапе концепт результата, **MODELE_1** – модель-носитель проецируемого поля температур, **MODELE_2** – модель, на которую производится проецирование.

Непосредственно задача механики решается на третьем этапе моделирования. С помощью константных функций **DEFI_CONSTANT** задаются характеристики материала ρ , ν , α и граничные условия ω , σ ; определяется зависимость модуля Юнга от температуры. В определение материала добавляется концепт результата проецирования поля температур: **AFFE_VARC > EVOL > NOM_VARC = TEMP**. Учет граничных условий происходит с помощью функции **AFFE_CHAR_MECA**. Командой **ROTATION** задаются инерционные граничные условия. К правой грани приложено давление **PRES_REP > PRES = σ** . Функцией **DDL_IMPO**, отвечающей за количество степеней свободы, фиксируются перемещения нижней грани вдоль оси Oy . С помощью функции **MECA_STATIQUE**, учитывая ранее созданные концепты материала и граничных условий, определяется тип анализа. Температурные напряжения в узлах сетки

SIGM_NOEU вычисляются с помощью функции CALC_CHAM.

Ниже на рисунках 5-7 представлены распределения температуры, радиальных перемещений, а также радиальных и осевых напряжений в поперечном сечении диска.

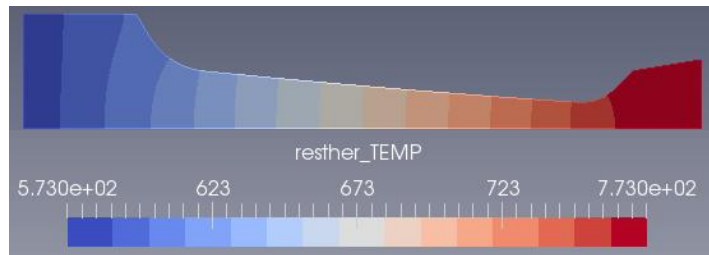


Рис. 5. Распределение температуры по сечению диска

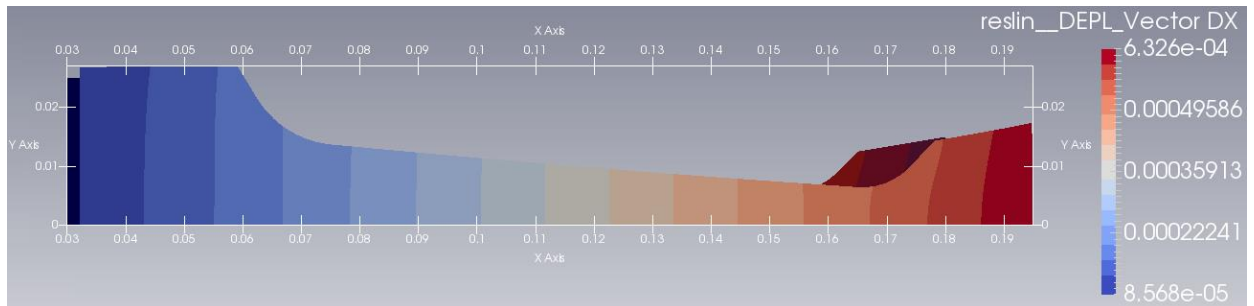


Рис. 6. Поле радиальных перемещений в поперечном сечении диска

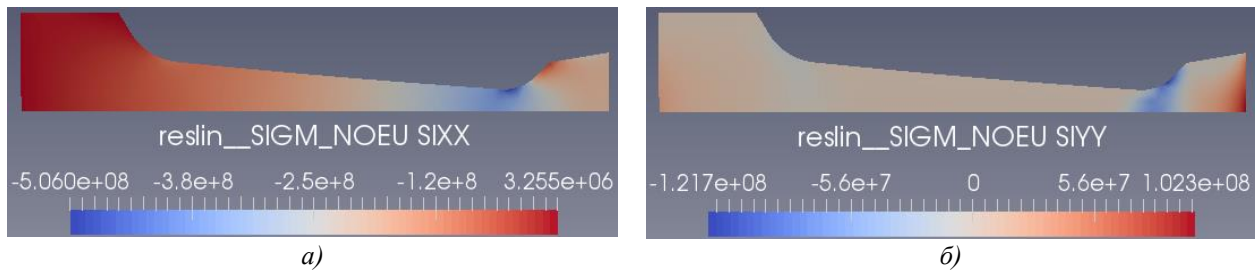


Рис. 7. Радиальные (а) и осевые (б) напряжения в поперечном сечении диска

Заключение

С использованием свободного программного обеспечения была решена стационарная задача термоупругости, проведен расчет теплонапряженного состояния диска турбины. Приведены распределения температуры, радиальных перемещений, а также радиальных и осевых напряжений в поперечном сечении диска, которые показывают, что в терминах нелокальной теории упругости имеется сходимость численных результатов при использовании метода конечных элементов.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-38-20108

Литература

1. Термопрочность деталей машин / Под ред. И.А. Биргера и Б.Ф. Шора. М.: Машиностроение, 1975. 456 с.
2. В.С. Зарубин, И.В. Станкевич Расчет теплонапряженных конструкций. М.: Машиностроение, 2005. 352 с.
3. Code_Aster. Analyse des structures et Thermo-Mecanique pour des Etudes et des Recherches.
4. Available at: <http://code-aster.org>, accessed 04.02.2017.
5. Aubry J.-P. Beginning with Code_Aster: A practical introduction to finite element method using Code_Aster, Gmsh and Salome. P.: Framasoft, 2013. 357 p.
6. И.З. Полищук Введение в теплоэнергетику: Учеб. пособие. Уфа : Уфим. гос. авиац.

техн. ун-т, 2003 (РИК УГАТУ). - 105 с.

7. Е.Е. Красновский Решение прикладных задач термомеханики с применением программного комплекса ANSYS: Метод. указания к выполнению лабораторных работ / Под ред. В.С. Зарубина. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008. 88 с.

8. Zienkiewicz O.C., Taylor R.L. The finite element method. The basis. Butterworth Heinemann. 2000. Vol 1. 708 p.

9. K.J. Bathe Finite Element Procedures. Prentice Hall, Pearson Education, 2014. 1065 p.

ПОВЫШЕНИЕ ТОЧНОСТИ ЛИНЕЙНОЙ ЛОКАЦИИ ИСТОЧНИКОВ АКУСТИЧЕСКОЙ ЭМИССИИ¹

INCREASING THE ACCURACY OF ACOUSTIC EMISSION SOURCE LOCATION

Матвиенко¹ Ю.Г. – д.т.н., проф., зав. отделом, Васильев¹ И.Е. – к.т.н., с.н.с.,

Чернов¹ Д.В. – к.т.н., н.с., Мищенко² И.В. – студент

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

²ФГБОУ ВО "Национальный исследовательский университет "МЭИ"

chernovdv@inbox.ru

Abstract. The impact of amplitude level and acoustic emission (AE) source location relative to receiver on AE location accuracy are studied by research of 1000x300x10 mm steel plate. Dependencies of arrival time differences (ATD) on AE source amplitude when changing its position relative to receivers in the area of location are obtained. The experiments conducted for linear location have shown that the standard method error for determining coordinates with ATD can exceed 25% of location area size when the source is located in the near zone of receiver and its amplitude level is below 60 dB. To adjust the ATD value the algorithm using two-parameter correction factor for the AE source amplitude and its location relative to receivers is offered. The proposed algorithm for linear location allows to reduce maximum error level to 6,5 %.

Keywords: acoustic emission, linear location, correction factor, measurement error.

Аннотация. В работе приведены расчеты относительной погрешности линейной локации, возникающей при имитации акустических сигналов различной амплитуды. На начальном этапе исследования проведено построение атласа значений разности времен прихода импульсов акустической эмиссии (АЭ) на преобразователи антенной решетки. Полученные результаты показали, что погрешность линейной локации в значительной степени зависит от амплитуды АЭ событий. Относительная погрешность результатов измерения координат источников АЭ с помощью стандартного алгоритма линейной локации превысила 25% от базового размера антенной решетки. Для снижения уровня погрешности разработана аналитическая зависимость временной невязки от амплитуды АЭ событий. Обучение математической модели осуществлялось на данных, зарегистрированных в рамках предварительных испытаний. Апробация разработанной методики в рамках лабораторного эксперимента позволила снизить относительную погрешность с 28% до 6,5%.

Ключевые слова: акустическая эмиссия, линейная локация, поправочный коэффициент, относительная погрешность

Одной из главных задач технической диагностики является достоверное определение местоположения развивающихся дефектов. Для решения поставленной задачи используют системы промышленного мониторинга, основанные на физических методах неразрушающего контроля. Одним из наиболее распространенных методов является метод акустической эмиссии (АЭ), позволяющий в режиме реального времени оценивать степень опасности источников акустических сигналов. Расчет координат источников АЭ событий [1] проводится по стандартной методике, основанной на применении двух параметров: 1) разности времен прихода (РВП) импульсов АЭ на преобразователи антенной решетки (Δt); 2) скорости распространения акустических сигналов в стенке контролируемого изделия (V_g). Согласно руководящему документу [2] значение скорости определяется из результатов предварительных испытаний, проведение которых осуществляется следующим образом. На расстоянии 30-50 мм от первого

¹Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 18-19-00351

преобразователя акустической эмиссии (ПАЭ) вне локационной группы с помощью источника Су-Нильсена или электронного имитатора излучают акустические сигналы. Исходя из известного расстояния между ПАЭ и значения РВП, рассчитывают скорость распространения импульса АЭ в стенке объекта контроля.

Главным достоинством методики линейной локации является простота расчета координат источников АЭ. При этом стандартный алгоритм не учитывает дисперсионные свойства волн Лэмба, процессы реверберации и интерференции, а также анизотропию акустических свойств реальных изделий. Совместное воздействие перечисленных выше факторов приводит к искажению формы импульса АЭ. Для повышения точности локации АЭ событий используют различные методики, основанные на применении нейронных сетей [3], метода *Δt -mapping* [4], исследовании частотно-временных параметров регистрируемых сигналов [5]. Применение таких подходов возможно только в рамках пост-обработки и проведения большого количества предварительных испытаний. Таким образом, необходимо разработать методику повышения точности линейной локации, применение которой возможно в режиме АЭ мониторинга.

Методика проведения испытаний и обсуждение результатов

Для решения поставленной задачи проведена серия лабораторных исследований, включающих в себя построение линейной локации источников акустических сигналов с различной амплитудой. В качестве источника излучения импульсов АЭ использовался имитатор Су-Нильсена и электронный имитатор производства компании «Интерюнис» с широкополосным преобразователем *SE-1000* фирмы «Dunegan». Антенна линейной локации состояла из двух резонансных преобразователей *VD-150* производства «Vallen», удаленные на расстоянии 900 мм друг относительно друга. Измерительные ПАЭ подключались к четырехканальной системе сбора и обработки АЭ данных «*AMSY-4*» компании «Vallen». Общий вид схемы проведения экспериментальных исследований показан на рисунке 1.



Рис. 1 Схема построения линейной локации акустических сигналов на стальной пластине

В ходе проводимых экспериментов ПАЭ №1 и ПАЭ №2 неподвижно устанавливались на поверхности стальной пластины. Электронный имитатор генерировал импульсы АЭ с амплитудой от 55 до 80 дБ. Для возбуждения акустических сигналов амплитудой 100 дБ применялся имитатор Су-Нильсена. Применение электронного имитатора позволяет возбудить на поверхности пластины широкополосные сигналы, максимальная амплитуда которых зависит от напряжения на входе подключенного преобразователя. Необходимо отметить, что спектры сигналов, регистрируемых от электронного имитатора и имитатора Су-Нильсена, схожи между собой. Таким образом, частотные характеристики регистрируемых импульсов АЭ не будут оказывать существенного влияния на значения РВП и погрешность построения линейной локации. Результаты обработки АЭ данных и значения относительных погрешностей показаны на рисунке 2.

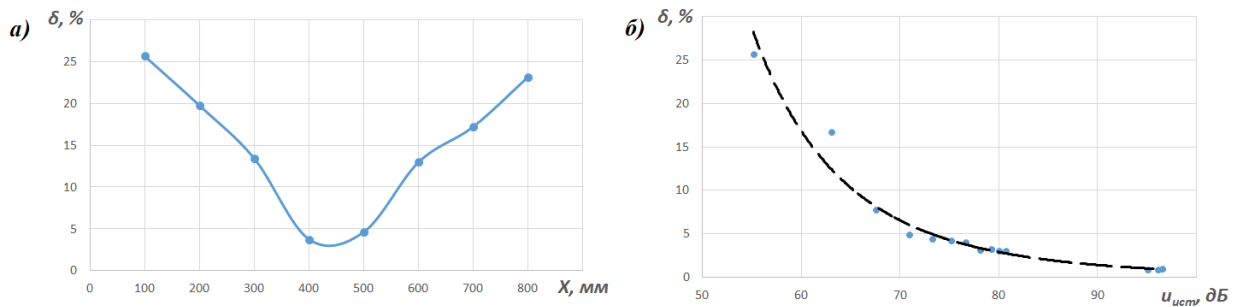


Рис. 2. Изменение относительной погрешности линейной локации в зависимости от (а) местоположения источника АЭ и (б) амплитуды источника АЭ

На начальном этапе разработки алгоритма проведено излучение акустических сигналов на расстоянии 100, 200, ... 800 мм от ПАЭ №1. При построении линейной локации расчетное значение скорости распространения импульса АЭ составила $V_g = 4800$ м/с. Параметр V_g рассчитан по стандартной методике, описанной в нормативном документе [2]. Согласно результатам, приведенным на рисунке 2а, наибольшая относительная погрешность (δ) зарегистрирована при установке имитатора вблизи приемных преобразователей. Увеличение погрешности связано с дисперсионными свойствами волн Лэмба. Дисперсия оказывает существенное влияние на форму и время нарастания переднего фронта регистрируемых сигналов. Увеличение времени нарастания при использовании порогового алгоритма влечет за собой изменение момента регистрации импульса АЭ и повышение погрешности линейной локации. На рисунке 3б приведена зависимость параметра δ от амплитуды АЭ событий ($u_{истм}$). Параметр $u_{истм}$ рассчитывается исходя из значений коэффициента затухания импульса АЭ и расстояния между источником и приемным преобразователем (X). Необходимо отметить, что погрешность локации АЭ событий, амплитуда которых сопоставима с порогом дискриминации импульсов АЭ, превышает 25% от базового размера антенной решетки. Для снижения уровня погрешности следует ввести коэффициент временной невязки параметра Δt , значение которого рассчитывается из результатов предварительных испытаний. На рисунке 3 представлена зависимость временной невязки $k_{\Delta t} = \Delta t' / \Delta t$ от амплитуды АЭ событий, где $\Delta t'$ – уточненное значение РВП, соответствующее местоположению источника АЭ; Δt – измеренное значение РВП.

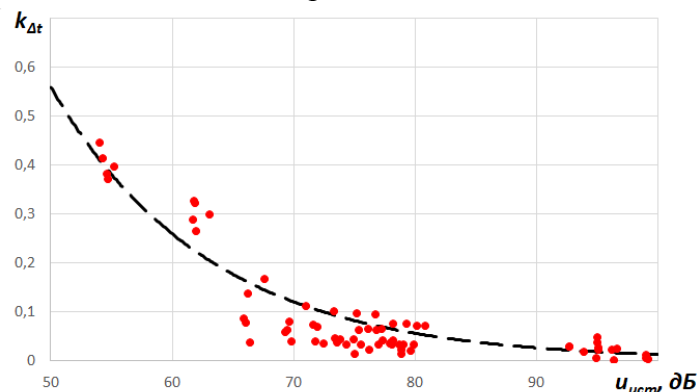


Рис. 3. Зависимость коэффициента временной невязки от амплитуды регистрируемых импульсов АЭ

На рисунке 3 представлена аналитическая модель, позволяющая уточнить разность времен прихода импульса АЭ на преобразователи антенной решетки. Как показали результаты предварительных испытаний, наибольшие отклонения РВП зафиксированы для низкоамплитудных акустических сигналов. Уточнение значений РВП осуществляется следующим образом – $\Delta t' = k_{\Delta t}(u_{истм}) \cdot \Delta t$. Необходимо отметить, что разработка аналитической модели осуществляется в рамках предварительных испытаний по формированию атласа значений Δt . Апробация разработанной методики проводилась для

источников АЭ событий различной амплитуды, расположенных на расстоянии 50, 150, ... 850 мм от ПАЭ №1. На рисунке 4 представлены результаты применения алгоритма расчета уточненных значений РВП.

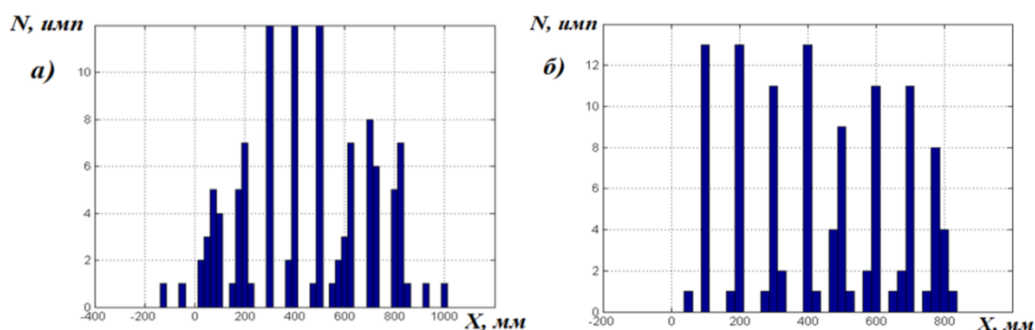


Рис. 4. Построение линейной локации источников АЭ с помощью (а) стандартного алгоритма и (б) с применением коэффициента невязки k_{Δ}

На рисунке 4а представлены результат применения стандартного алгоритма линейной локации. Наибольшая погрешность зарегистрирована при расчете местоположения источника АЭ, расположенного вблизи преобразователей антенной решетки. Для событий, амплитудой менее 60 дБ, относительный уровень погрешности достигал 28%. Например, при генерации в координате $X=150$ мм акустических сигналов амплитудой 57 дБ уровень ошибки составил 252 мм. При апробации разработанного алгоритма для аналогичных условий эксперимента максимальный уровень ошибки составил 58 мм. Таким образом, применение данной методики позволило снизить значение δ с 28% до 6,5%.

Исследования точности построения линейной локации, что снижение амплитуды АЭ событий приводит к повышению уровня погрешности. При расположении источника вблизи одного из преобразователей антенной решетки на форму импульса АЭ существенное влияние оказывает дисперсионные свойства волн Лэмба. Изменение времени нарастания регистрируемого сигнала увеличивает погрешность линейной локации. Разработанный алгоритм повышения точности координатной локации позволил снизить значение δ с 28% до 6,5% независимо от амплитуды события АЭ. Таким образом, разработанный подход позволяет с высокой точностью определить местоположение развивающихся дефектов в режиме АЭ мониторинга промышленных объектов.

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда, проект № 18-19-00351

Литература

1. Иванов В.И., Барат В.А. Акустико-эмиссионная диагностика. М.: Спектр. 2017. 368 с.
2. Правила организации и проведения акустико-эмиссионного контроля сосудов, аппаратов, котлов и технологических трубопроводов (ПБ 03-593-03). Нормативные документы межотраслевого применения по вопросам промышленной безопасности и охраны недр. Серия 03. Выпуск 38 / Кол. авт. М.: «НТЦ Промышленная безопасность». 2003. 53 с.
3. Kundu T. Acoustic source localization // Ultrasonics. 2014. Vol.54, No.1, pp. 25-38.
4. Eaton, M. J., Pullin, R., Holford, K. M. Acoustic emission source location in composite materials using Delta T Mapping // Composites Part A: Applied Science and Manufacturing.– 2012, 43(6), p. 856–863.
5. Sikdar S., Mirgal P., Banerjee S., Ostachowicz W. Damage-induced acoustic emission source monitoring in honeycomb sandwich composite structure. Composites Part B. 2019. Vol. 158, pp. 179-188.

**ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ЭЛЕКТРОЭРОЗИОННОЙ
ОБРАБОТКИ ОТВЕРСТИЙ МАЛОГО ДИАМЕТРА**
*IMPROVING THE EFFICIEBCY OF EDM MACHINING OF SMALL DIAMETER
HOLES*

Пиванов П.В. – магистр, Постоногова Д.С. – магистр
Московский политехнический университет
prox_7@mail.ru

Abstract. This paper discusses the main problem of electroerosive processing machining of small-diameter holes, which is relevant in modern engineering. The main reasons are indicated and ways to solve this problem are listed. We chose the most effective way to solve the problem and examined it in detail in this article.

Key words: mechanical engineering, electroerosive processing, ultrasound, interelectrode gap, metal.

Аннотация. В статье рассматриваются проблемы электроэрозионной обработки отверстий малого диаметра. Для интенсификации процесса ЭЭО отверстий в форсунке предлагается наложение ультразвукового поля на зону обработки. Рассмотрены различные схемы введения ультразвука. Представлены зависимости показателя шероховатости поверхности Ra от длительности импульса, полученные при ЭЭО и электроэрозионной обработки с наложением ультразвука.

Ключевые слова: электроэрозионная обработка, продукты эвакуации, межэлектродный промежуток, ультразвук, интенсификация процесса.

Введение

Анализ динамики развития отдельных направлений метода электроэрозионной обработки изделий указывает на интенсификацию исследовательских работ в области изготовления отверстий малого диаметра, высокую конкурентоспособность и востребованность соответствующих технологий. Быстро развиваются комбинированные методы и технологии получения отверстий на основе электроэрозионного процесса. Изготовление отверстий малого диаметра представляет собой сложную технологическую задачу, которая, в ряде случаев, решается за счет введения в технологическую систему в рабочей зоне ультразвуковых колебаний.

Эвакуация продуктов эрозии из межэлектродного промежутка – основная проблема развития электроэрозионной обработки отверстий малого диаметра. Прежде всего это касается производительности процесса, повысить производительность не удастся из-за того, что частицы расплавленного металла, выброшенные в рабочую жидкость, затвердевают и накапливаются, что приводит к прохождению разрядов между электродами через продукты эрозии. Таким образом часть энергии разряда тратится на измельчение этих твердых частиц, что способствует замедлению производительности. При скоплении шлаков в межэлектродном промежутке процесс эрозии становится нестабильным, и рабочая жидкость меняет свои свойства, что тоже отрицательно сказывается на процессе обработки. Если продукты эрозии накопились в таком количестве, что соприкоснулись с электродом, то произойдет короткое замыкание, и на обрабатываемой поверхности образуются прижоги, которые увеличат дефектный слой.

Для стабильного процесса электроэрозионной обработки глубоких отверстий маленького диаметра организованы различные способы эвакуации продуктов, которые делятся на естественные и искусственные. В табл. 1 представлены основные способы эвакуации [1], а также область их эффективного применения.

Табл. 1. Способы эвакуации продуктов эрозии из МЭП и их описание

Способ	Область применения	Достоинства	Недостатки
Вращающийся электрод - инструмент	Вращается совместно с прокачкой рабочей жидкости	Отсутствуют	Требуется специальная тех. оснастка и инструмент
Газовый пузырь	Отверстия высокой точности	Естественная эвакуация продуктов эрозии	Производительность операции сильно зависит от глубины прошивки
Прокачка жидкости через зону обработки	Отверстия диаметром не менее 0,3 мм. средней точности	Детали разной точности, высокая эффективность	Дополнительное оборудование, проблема удаления керна
Наложение УЗ колебаний	Высокоточные отверстия малого диаметра (< 0.5 мм.) с отношением l/d до 20	Высокая эффективность эвакуации, дешевый стержневой инструмент, детали любого профиля	Дополнительное оборудование

Звукокапиллярный эффект – очень глубокое проникновение жидкости в аномально узкие щели под действием ультразвука. Именно за счет этого эффекта ультразвук положительно влияет на процесс электроэрозионной прошивки отверстий малого диаметра.

Жидкость проникает в узкие щели в результате импульсов давления, которые появляются при захлопывании кавитационных полостей. Под воздействием ультразвука жидкость может проникать в капилляры только в том случае, если кавитационная область, состоящая из пульсирующих пузырьков, находится прямо под капилляром. Нарушение точечного расположения кавитационных пузырьков и прекращение подачи энергии ультразвука приведет к тому, что жидкость опустится до уровня, определяемого силами поверхностного натяжения. Также важна и интенсивность ультразвуковых колебаний. Снизить звукокапиллярный эффект может увеличение интенсивности ультразвуковых колебаний и развитие акустических потоков, поэтому нужно соблюдать интенсивность, чтобы она соответствовала развитой кавитации. Жидкости удается аномально глубоко проникнуть в капилляры и щели под действием сил, возникающих вследствие захлопывания кавитационных пузырьков, а направление жидкости происходит внутри капилляра вдоль его оси.

Проблемы и особенности электроэрозионной обработки отверстий малого диаметра рассматриваются в ряде работ. [2-4].

На рис.1 показана конструкция центробежной форсунки, имеющей три тангенциальных отверстия. Использование форсунок в коррозионно-активных средах при высоких температурах требует применения материалов, обладающих высокими коррозионной стойкостью, жаростойкостью и жаропрочностью. Наиболее широкое применение для изготовления форсунок нашла коррозионно - стойкая сталь 12Х18Н10Т.

Учитывая материал детали, его низкий коэффициент обрабатываемости, а также размеры и тангенциальное расположение отверстий на базовом предприятии в качестве метода обработки используется электроэрозионная прошивка. Для интенсификации процесса получения отверстий использовалось наложение ультразвуковых колебаний на зоны обработки. Использование ультразвука значительно улучшает условия эвакуации продуктов эрозии из МЭП и позволяет увеличить производительность обработки. Одному из электродов передаются ультразвуковые колебания, которые повышают производительность процесса на 15...40% главным образом за счет предотвращения короткого замыкания между электродами. Ультразвуковые вибрации повышают стабильность процесса путем создания условий, при которых происходит так называемая «сортировка» импульсных разрядов по их начальным энергиям. [5-7].

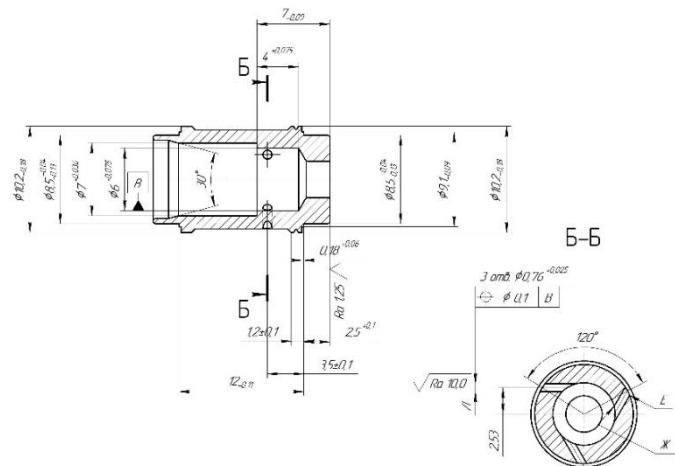


Рис.1. Форсунка

В зависимости от технологических задач УЗ колебания могут накладываться как на ЭИ, так и на деталь (рис.2).

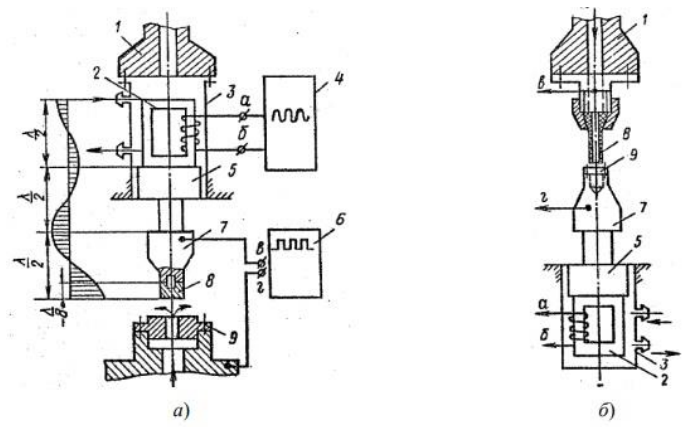


Рис.2. Варианты наложения ультразвукового поля на зону обработки:
 а) на электрод-инструмент; б) на деталь; 1 – шпиндель; 2 – вибратор; 3 – корпус охладителя; 4 – ультразвуковой генератор; 5 – концентратор; 6 – источник питания; 7 – съёмный концентратор-инструмент; 8 – электрод-инструмент; 9 – обрабатываемая деталь.

Малая жесткость электрода – инструмента – возможная проблема использования схемы наложения ультразвуковых колебаний на ЭИ. При ультразвуковых колебаниях у рабочего торца инструмента возможно радиальное отклонение от вертикальной оси. Такая схема реализуется только для малого вылета ЭИ. Схема с наложением ультразвуковых колебаний на заготовку не будет влиять на торцевое биение инструмента, также такая схема накладывает колебания не только на заготовку, но и на жидкость, что делает этот способ более предпочтительным. Кроме интенсификации процесса данная технологи получения отверстий интересна с позиции механизма формирования показателей качества поверхностного слоя при ЭЗО. В его основе лежит воздействие интенсивных малоразмерных источников тепла на локальные участки поверхности заготовки, которое приводит к нагреву приповерхностной области заготовки до высоких температур, вызывая тем самым структурно-фазовые изменения в данной области. Снимаемый припуск формируется в результате суперпозиции единичных лунок, что объясняет специфическую шероховатость поверхности.

После ЭЗО в поверхностном слое появляются зоны, где можно встретить различные структурно – фазовые состояния. Между этими зонами нет границы и зачастую они накладываются друг на друга, таким образом на поверхности заготовки

образовывается слой, отличный свойствами от сердцевины заготовки. Образовавшийся микрорельеф является причиной появления остаточных напряжений по всей заготовке. Появление этого слоя и его свойства зависят от режимов обработки. На рис.3 изображены зависимости шероховатости поверхности от длительности импульса при ЭЭО и ЭЭОНУЗ.

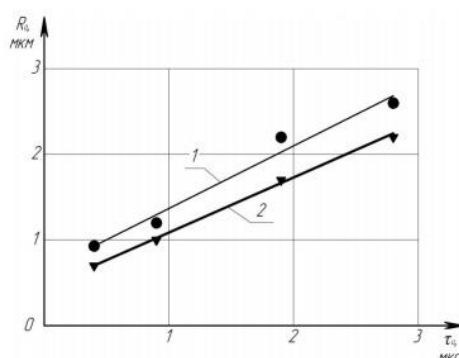


Рис.3. Зависимость шероховатости поверхности от длительности импульса:
1 – ЭЭО; 2 – ЭЭОНУЗ

График показывает, что оба метода имеют линейную зависимость и очень близкий друг к другу угол наклона. Но у наложения ультразвуковых колебаний уменьшается количество прижогов и коротких замыканий, что способствует снижению шероховатости относительно ЭЭО примерно на 20%.

Заключение. Наложение УЗ поля на процесс ЭЭП отверстий способствует повышению производительности. В основе механизма повышения производительности ЭЭО при наложении УЗ колебаний лежит эффект, основанный на акустических кавитационных явлениях в жидкости. УЗ колебания способствуют повышению стабильности процесса прошивки, сужению поля рассеяния времени обработки. Шероховатость поверхности снижается примерно на 20% при наложении УЗ, учитывая все эти факторы наложение УЗ при прошивке отверстий считается целесообразным.

Литература

1. Мицкевич М.К., Бушин А.И., Бакуто И.А. и др. Электроэрозионная обработка материалов. Минск: Наука и техника. 1988. 286 с.
2. Gruzdev A.A., Morgunov Yu.A., Saushkin B.P Tools for electrical-discharge hole drilling / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2018. № 9783319956299. P.1467-1473.
3. Hao Ni, Gong Hu. , Dong Y. H. , Fang F.Z. , Wang Yi. A comparative investigation on hybrid EDM for drilling small deep holes. Int J Adv Manuf Technol. 2018, (95),1465–1472.
4. Забельян Д.М., Рогов В.В., Митрюшин Е.А., Моргунов Ю.А., Саушкин Б.П. Скоростная электроэрозионная обработка пазов системы охлаждения жаровой трубы камеры сгорания / Металлообработка, 2012. №3 (69). – С. 14–19.
5. Груздев А.А., Моргунов Ю.А., Саушкин Б.П. Особенности электроэрозионной обработки разрядными импульсами малых энергий Научные технологии в машиностроении. 2017. №9 (75). – С. 17-20.
6. Груздев А.А., Моргунов Ю.А., Саушкин Б.П. Оптимизация операций электроэрозионной обработки по критерию производительности / СИЖ. 2017.- №5 (242). – С.16-18.
6. Моргунов Ю.А., Саушкин Б.П., Саушкин Г.Б. Микрообработка элементов конструкций из титановых сплавов/ Вестник машиностроения, 2018, № 11. –С.65–68.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЯЗКОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ ПЛОСКОГО ДЕМПФЕРА С НЬЮТОНОВСКОЙ ЖИДКОСТЬЮ НА ОСНОВАНИИ ПОДОБИЯ С ЗАДАЧЕЙ КРУЧЕНИЯ

VISCOUS RESISTANCE OF A PLANE DAMPER WITH A NEWTONIAN FLUID DETERMINATION USING THE EQUATIONS SIMILARITY WITH THE SHAFT TORSION PROBLEM

Пошехонов^{1,2,3} Р.А. – инженер расчетчик, доцент, Анисимов² И.В. – студент, Горбунов⁴ А.С. – студент

¹ ОА Станкостроительный завод "ТУЛАМАШ"

² МГТУ им. Н.Э. Баумана

³ Российский университет дружбы народов

⁴ АНО ВО «Университет Иннополис»

roma-rio@list.ru ,anivan98@ya.ru, arseny.gorbunov@yandex.ru

Abstract. This work describe the equations similarity for a viscous thin layer in a plane damper (Reynolds equations) and well-known problems of membrane deflection and torsion of the shaft. Formulas for determining the coefficients of viscous resistance in the normal and tangential directions for thin viscous plane damper are obtained. The condition for equality of viscous resistances in the tangent and normal directions is founded.

Key words: viscous friction; thin lubricant layer; flat damper; Reynolds equation; similarity of differential equations.

Аннотация. Описано подобие уравнения Рейнольдса для вязкого тонкого слоя жидкости в плоском демпфере с хорошо известными уравнениями прогиба мембраны и уравнениями свободного кручения вала. На основании этого подобия, а также рассмотрения течения Куэтта для плоского демпфера получены формулы для определения коэффициентов вязкого сопротивления в нормальном и касательном направлении. Описано условие равенства вязкий сопротивлений в касательном и нормальном направлении.

Ключевые слова: вязкое трение; тонкий смазочный слой; плоский демпфер; уравнение Рейнольдса; подобие дифференциальных уравнений.

1. Постановка задачи

Для уменьшения вибраций в машино- и приборостроении используются демпферы различной конструкции. Одним из таких устройств является погружной плоский демпфер, создающий демпфирующие усилия по всем направлениям при возможности поступательного и вращательного относительного плоского движения. Схема такого демпфера приведена на рисунке 1.

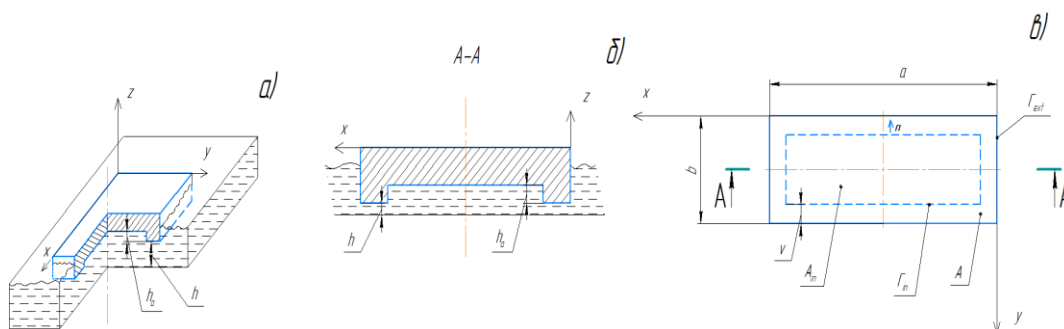


Рис. 1. Схема и размеры плоского погружного демпфера: а – изометрический вид; б – вертикальное сечение; в – вид сверху

2. Математическое описание задачи

2.1 Допущения

Для расчета использованы следующие допущения:

- сопрягаемые детали жесткие с пренебрежимо малой кривизной,
- нижнее тело неподвижно, верхнее имеет углубление глубиной h_a ,
- жидкость безмассовая несжимаемая ньютоновская,
- движение жидкости изотермическое ламинарное.

При поступательном движении в плоскости XY коэффициент вязкого сопротивления может быть примерно оценен при предположении о куэттовском распределении скоростей смазки по соотношению [1,2]

$$d_x = d_y = \iint_A \frac{\mu}{h(x,y)} dA, \quad (1)$$

где μ – коэффициент динамической вязкости смазки, h – толщина смазочного слоя, A – площадь демпфера.

2.2 Уравнение Рейнольдса для демпфирования тонкого слоя

Для определения демпфирования в вертикальном направлении рассмотрено уравнение Рейнольдса, описывающее двухмерное течение смазки в тонком слое [1,2,7]

$$\nabla \left(\nabla \left(\frac{h^3}{12\mu} P_{изб} \right) \right) = V_z, \quad P_{изб}(\Gamma_{ext}) = 0, \quad (2)$$

где $P_{изб}$ – избыточное давление в смазочной слое, ∇ – оператор Набла, V_z – вертикальная скорость подвижного тела, $P_{изб}(\Gamma_{ext})$ – избыточное давление смазки на внешнем контуре.

При наличии глубокой полости на плоском демпфере, давление p_{in} в ней будет практически постоянным и определяться из условия несжимаемости жидкости в полости. При этом можно провести расчет давления в оставшейся части тонкого зазора, дополнив уравнения (2) граничным условием для внутреннего контура Γ_{in} с внешней нормалью \mathbf{n} (Рисунок 1)

$$\int_{\Gamma_{in}} Q d\Gamma_{in} = \int_{d\Gamma_{in}} \nabla \left(\frac{h^3}{12\mu} P_{изб} \right) \cdot \mathbf{n} d\Gamma_{in} = -V_z A_{in}. \quad (3)$$

где A_{in} – площадь ограниченная внутренним контуром.

После расчета уравнения Рейнольдса в постановке (2) или (3) может быть определены вертикальная реакция демпфера F_z и вязкое сопротивление для вертикального направления d_z , соответственно

$$F_z = \iint_A P_{изб} dA + p_{in} A_{in}, \quad d_z = \frac{F_z}{V_z}. \quad (4)$$

Уравнения Рейнольдса в постановке схожей с (2)...(4) обычно решаются методом конечных элементов [3,4,8] и методом конечных разностей [2, **Ошибка! Неизвестный аргумент ключа.**]. Такие вычисления требуют создания специальных программ и часто используют дорогостоящее [8] коммерческое программное обеспечение. Аналитическое решение можно получить ценой существенных допущений [2] об осевой симметрии $P_{изб} = P_{изб}(r)$ или о бесконечном размере прямоугольной пластины $P_{изб} = P_{изб}(x)$. В то же время, эти уравнения имеют подобие с хорошо изученной в теории упругости задачей о свободном кручении изотропного вала и с задачей о прогибе мембраны (аналогия Прандтля).

2.3 Задача о свободном кручении изотропного вала

Для расчета задачи кручения [5,6] вводится функция напряжений, удовлетворяющая уравнению

$$\nabla\nabla\varphi = -2G\theta, \quad \varphi(\Gamma_{ext}) = 0, \quad (5)$$

где φ – функция напряжений при кручении, G – модуль упругости второго рода, θ – крутка стержня. На основании которой может быть определен крутящий момент

$$M_{кр} = 2 \iint_A \varphi dA + 2G\theta A_{in}. \quad (6)$$

Для многосвязных сечений для внутренних контуров Γ_{in} граничные условия

$$\int_{d\Gamma_{in}} \nabla\varphi \cdot n d\Gamma_{in} = -2G\theta A_{in}. \quad (7)$$

Для многих форм поперечного сечения величина крутящего момента может быть выражена через характеристику стержня при кручении $J_{кр}$, представленные во многих справочниках, например, [9].

$$M_{кр} = G\theta J_{кр}. \quad (8)$$

3. О подобии уравнений

При большой глубине углублений в демпфере ($h_a \gg h$) или при отсутствии углублений можно использовать подобие уравнений (2)...(4) и (5)...(7)

$$p = c\varphi, \quad F_z = \frac{c}{2} M_{кр}, \quad c = \frac{6\mu V_z}{h^3} \cdot \frac{1}{G\theta}. \quad (9)$$

В данных случаях можно получить выражение для вязкого сопротивления плоского жидкостного демпфера в направлении, перпендикулярном зазору

$$d_z = \frac{F_z}{V_z} = 3 \frac{\mu}{h^3} \cdot J_{кр}. \quad (10)$$

Таким образом, для демпферов, имеющих большие углубление, необходимо определять $J_{кр}$ как для многосвязных сечений.

В ряде случаев требуется проектировать демпфер, у которого были бы одинаковые вязкие сопротивления в касательном и нормальном направлениях $d_x = d_z$ на основании условий (1) и (10) можно получить условие для этого

$$\iint_A \frac{dA}{h(x,y)} = 3 \frac{J_{кр}}{h^3}. \quad (11)$$

При отсутствии углубления ($h = \text{const}$) условие равенства вязких сопротивлений (11) дает величину зазора

$$h_{рв} = \sqrt{3 \frac{J_{кр}}{A}}. \quad (12)$$

В типовых случаях толщина смазочного слоя для равновязкого демпфера может быть определена по таблице 1.

Табл. 1. Толщина равновязкого слоя $h_{рв}$ демпфера простых форм

	A	$J_{кр}$	$h_{рв}$
Круг с диаметром d	$\pi d^2/4$	$\pi d^4/32$	d
Квадрат со стороной a	a^2	$0,141a^4$	$0,650 a$
Прямоугольник со сторонами a<b	ab	$\approx a^3 b \left(\frac{1}{3} - 0,21 \frac{a}{b} \left(1 - \frac{b^4}{12a^4} \right) \right)$ [9, Sec. 10]	$\sqrt{3 \frac{J_{кр}}{A}}$
Вытянутый прямоугольник a<<b	ab	$ab^3/3$	b

4. Результаты

Представлены аналитические выражения (1) и (10) для вязких сопротивлений в различных направлениях плоского погружного демпфера с плоской поверхностью и с поверхностью, имеющую глубокие выемки.

Вязкое сопротивление плоского демпфера без выемки в касательном направлении обратно пропорционально величине зазора h , а в касательном направлении обратно пропорционально кубу зазора h .

Получено условие (11) равенства вязких сопротивлений для демпфера в касательном и нормальном направлениях.

5. Благодарности

This publication was supported by the Ministry of Education and Science of the Russian Federation (the Agreement number 02.A03.21.0008)

6. Литература

1. Попов Д.Н., Панайотти С.С., Рябинин М.В. Гидромеханика: Учебник для вузов / Под ред. Д.Н. Попова. – М.: Изд-во МГТУ им Н.Э. Баумана, 2002. С. 384.
2. Bernard J. Hamrock, Fundamentals of fluid film lubrication // NASA reference publication 1255, 2008. P. 675
3. Гуськов А.М., Пошехонов Р.А. Сегментная модель для расчета сферических аэростатических опор // Наука и образование: научное изд. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2011. № 12. С. 1-31.
4. Хан П.В., Хванг П., Ким Ы.Х., Ли Ч.М. Численный анализ жёсткости и демпфирования аэростатических линейных направляющих с пористыми ограничителями наддува и вакуумным нагружением // Информ. и матем. технологии в науке и управлении. 2016. № 3. С. 24-32.
5. Тимошенко С.П., Гудьер Дж. Теория упругости, пер. в англ. / под. Ред. Г.С. Шапиро. - 2-е изд. - М.: Наука. 1979, 560 с.
6. J. CASE Strength of Materials and Structures Strength of Materials and Structures 4th Revised edition. — Butterworth-Heinemann Ltd, 1999. — 720 p.
7. Fundamental of Fluid Film Lubrication / B. J. Hamrock, Steven R. Schmid, Bo O. Jacobson; R.G. Bayer. NEW YORK.: BASEL, 2004. 231 p.
8. Описание программы Comsol, модуль для расчета МЭМС компонент. Режим доступа: <https://www.comsol.ru/mems-module> (Посещено 27.09.2019)
9. Roark's Formulas for Stress and Strain, 7th Edition. W.C. Young, R.G Budynas. McGraw-Hill. 854 p.

ПРОТОТИПИРОВАНИЕ РОТОРНО-ОРТОГОНАЛЬНОГО ШАГАЮЩЕГО ДВИЖИТЕЛЯ¹

PROTOTYPING OF ROTARY- ORTHOGONAL WALKING PROPULSION

Прокудин¹ Г.Ю. – студент, Шаронов^{1,2} Н.Г. – к.т.н., доц.

¹Волгоградский государственный технический университет

²Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники,

Университет Иннополис

vctrobot@mail.ru

Abstract. The results of the design development and creation of an experimental model of a rotor-orthogonal walking mover are discussed. The methods of coordinated control of walking mover drives providing the required program motion are considered.

Key words: rotor-orthogonal walking mover, modeling, prototyping.

Аннотация. Обсуждаются результаты разработки конструкции и создания экспериментальной модели роторно-ортогонального шагающего движителя. Рассмотрены методы согласованного управления приводами движителя, обеспечивающие требуемое программное движение.

Ключевые слова: роторно-ортогональный движитель, моделирование, прототипирование.

Использование шагающего способа передвижения даёт качественный рост ряда основных показателей транспортных машин по сравнению с колёсными и гусеничными движителями [1-3]. В частности, имеют место более высокие возможности по адаптации к неровностям опорной поверхности, принципиально более высокая профильная проходимость и манёвренность, допускающая перемещение машины в произвольном направлении и повороты на месте, возможность работы на грунтах с низкой несущей способностью, возможность управления опорными реакциями и стабилизации положения корпуса при движении.

Объектом исследования является мобильный робот, состоящий из нескольких однотипных шагающих движителей (рис.1). Модульная структура подобного робота допускает изменения конфигурации при сохранении методов управления приводами движителей [4]. Каждый из движителей состоит из нескольких механизмов шагания и обеспечивает постоянный контакт с опорной поверхностью не менее одного механизма шагания. Механизмы шагания являются однотипными.

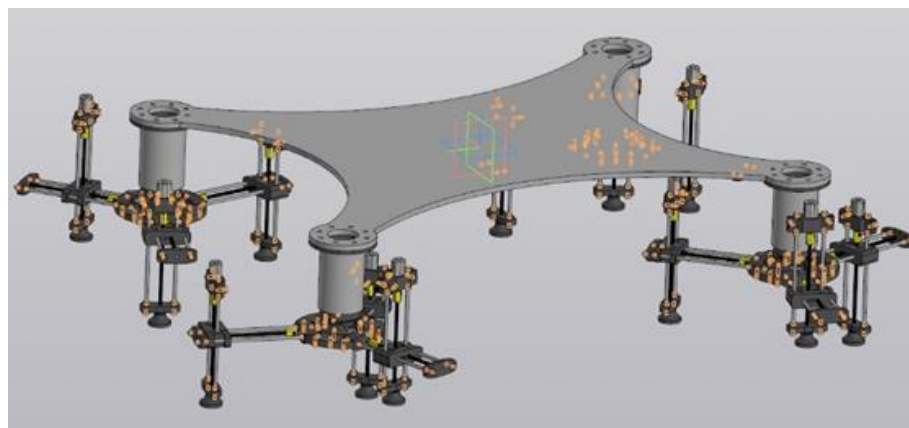


Рис.1. Мобильный робот с однотипными шагающими движителями

¹Работа поддержана РФФИ, проект № 19-41-340013 p_a

Рассматривается роторно-ортогональный (полноповоротный) движитель [5-7], состоящий из не менее трех ортогональных механизмов шагания с общим приводом вращательного движения (рис.2). Принцип работы движителя основан на взаимодействии с опорой только одного из не менее трех механизмов шагания, начало которого происходит в момент времени, когда угол между вектором скорости оси вращения и продольной осью привода горизонтального перемещения взаимодействующего с поверхностью механизма. Остальные механизмы шагания с этого момента времени находятся в фазе переноса, выполняемого за счет поворота движителя в целом.

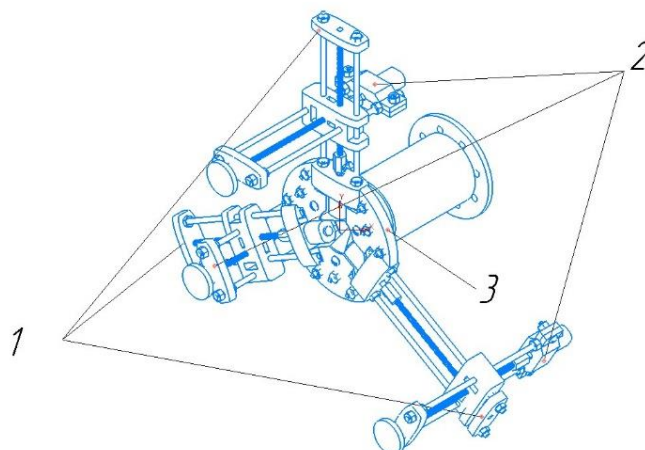


Рис.2. Схема роторно-ортогонального движителя
1 - горизонтальные линейные приводы, 2 - вертикальные линейные приводы, 3 - поворотный узел

Роторно-ортогональный движитель состоит из нескольких идентичных по конструкции линейных приводов 1 и 2 закрепленных на поворотном узле 3. Движитель состоит из трех ортогональных линейных приводов (рис.3), расположенных перпендикулярно раме корпуса и трех горизонтальных линейных приводов, параллельных раме корпуса, которые закреплены на поворотной направляющей в перпендикулярной оси вращения движителя плоскости 3.

Принцип действия как вертикальных, так и горизонтальных линейных приводов (рис.3) идентичен и состоит в перемещении каретки, скользящей по двум параллельным цилиндрическим валам 1 и приводимой в движение за счет вращения винта 2 в гайке каретки рис. 4. Винт закреплен на валу двигателя с редуктором 4 за счет не гибкой соединительной муфты 3. Вращаясь, винт продвигает гайку, находящуюся в каретке. Скорость перемещения каретки определяется в зависимости от скорости вращения двигателя и шага резьбы. Для разработанных линейных приводов экспериментальной установки номинальная скорость движения каретки 50 мм/мин.

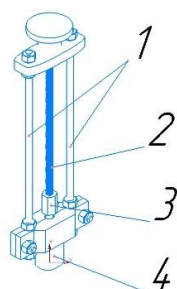


Рис.3. Схема роторно-ортогонального движителя
1 - цилиндрические валы, 2 - винт, 3 - соединительная муфта, 4 - двигатель с редуктором

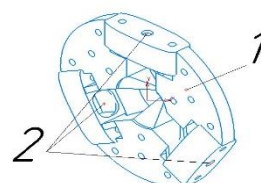


Рис.4. Схема поворотного узла движителя
1 - корпусная деталь, 2 - посадочные места двигателей

Поворотный узел (рис. 4) состоит из корпусной детали 1 с посадочными местами 2 под три двигателя линейного привода, к которым в дальнейшем будет крепиться винт через соединительную муфту.

По разработанным схемам и чертежам была спроектирована трехмерная модель (рис.5) роторно-ортогонального движителя с полной детализацией узлов и деталей, с последующей трансляцией в формат .stl для дальнейшей 3D печати и создания лабораторного макета. Для создания деталей лабораторной установки, использован 3D принтер, изготовивший 20 деталей из ABS-пластика в точном соответствии с разработанными моделями (рис.2-4) на этапе проектирования конструкции рис.5. Для изготовления деталей были применены сопло диаметром 0,4 мм и слой толщиной 0,1мм при 100% заполнении детали пластиком. Разработанная конструкция имеет вид, представленный на рис. 6.

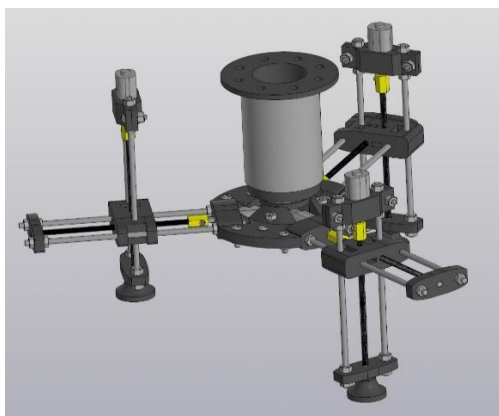


Рис.5. Общий вид модели



Рис.5. Лабораторная установка

Для реализации движения одного роторно-ортогонального движителя применены семь коллекторных двигателей постоянного тока с понижающей шестеренчатой передачей со скоростью 200об/мин, шесть из которых являются двигателями, входящими в конструкцию линейного привода, а один осуществляет поворотную функцию, разворачивая поворотный узел на 120 градусов за одно включение со скоростью 30об/мин. Для управления электродвигателями используются драйверы L298N, представляющий собой двойной мост, способный как запускать двигатель, так и осуществлять реверс. Для питания электродвигателей и их драйверов применен стабилизатор напряжения L7808, понижающий входное напряжение с 12 В до 8 В. Для корректной работы стабилизатора напряжения используется конденсатор напряжением 16В и емкостью 100 мкФ. Для передачи сигнала на драйверы и управления ими по заданной программе используется перепрограммируемый контроллер Arduino Mega 2560, передающий цифровой сигнал стандартные цифровые выводы на плате.

Особенностью рассматриваемого движителя являются: принципиальная возможность статического уравнивания и, следовательно, отсутствие динамических нагрузок на корпус робота при увеличении его скорости; поперечные габариты робота не могут быть меньше удвоенного максимального выдвижения привода горизонтального перемещения стопы механизма шагания.

Синтез алгоритмов согласованного управления режимами работы системы приводов проводится на основе компьютерного моделирования кинематики плоского движения реконфигурируемого робота с роторно-ортогональными движителями.

Экспериментальные исследования алгоритмов согласованной работы приводов роторно-ортогонального движителя продемонстрировали возможность создания полноповоротного шагающего движителя.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-41-340013 p_a

Литература

1. Голубев Ю.Ф., Корянов В.В. Экстремальные локомоционные возможности инсектоморфных роботов. М.: ИПМ им.М.В.Келдыша, 2018. 212 с.
2. Тартаковский И.И., Умнов Н.В. О выборе структурной схемы шагающей машины // Машиноведение. 1985. № 6. С. 60.
3. Павловский В.Е. О разработках шагающих машин // Препринты ИПМ им. М.В.Келдыша. 2013. № 101. 32 с.
4. Брискин Е.С., Шаронов Н.Г., Фоменко С.С. Реконфигурируемый транспортный комплекс со сдвоенными шагающими движителями // Известия ВолгГТУ. Волгоград, 2013. №24 (127). С.10-15.
5. Briskin E.S. et al. Development of Rotary Type Movers Discretely Interacting with Supporting Surface and Problems of Control Their Movement // ROMANSY 21: Springer, 2016. Pp.351-359.
6. П.м.159369 РФ, МПК В62D57/032. Шагающее транспортное средство / Брискин Е.С. и др. ВолгГТУ. 2016.
7. Прокудин Г.Ю., Шаронов Н.Г., Брискин Е.С. Моделирование и прототипирование поворотно-линейного шагающего движителя // Динамика сложных сетей и их применение в интеллектуальной робототехнике: сборник материалов DCNAIR 2019. Университет Иннополис. Москва, 2019. С.161-163.

КОНЦЕПЦИИ УПРАВЛЕНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧИ В СОВРЕМЕННЫХ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НА ОСНОВЕ СМАРТ- МАТЕРИАЛОВ

FUEL CONTROLING SYSTEM CONCEPTS IN MODERN DIESEL ENGINES BASED ON SMART MATERIALS

Пугачёв¹ И.О. – аспирант, Богданов² В.В. – к.т.н., доцент, Кремнев² Е.Д. – курсант,
Степанов³ Г.В. – нач. сектора магнитных материалов.

¹НАМИ

²МВОКУ

³ГНИИХТЭОС

vvbogdanov@t-online.de

Abstract. The article describes potential ideas of usage the electroactive polymer's as an elements of control system the diesel engine for minimization harmful emissions. The first results of electroactive polymer's testing for above-mentioned aims are presented.

Key words: internal-combustion engine, control system, harmful emissions, smart materials, electroactive polymer.

Аннотация. В статье излагаются идеи потенциального применения электроактивных полимеров в качестве элементов систем управления дизельным двигателем с целью снижения вредных выбросов отработавших газов и приводятся первые результаты тестирования образцов ЭАП для указанных целей.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, системы управления, вредные выбросы, смарт-материалы, электроактивные полимеры.

Одна из актуальных проблем человеческой цивилизации – защита атмосферы от вредных выбросов, в частности, двигателей внутреннего сгорания (ДВС) на автомобильном транспорте и, в особенности, от дизельных двигателей как менее экологически чистых. Один из возможных способов решения этой непростой проблемы по снижению суммарного вредного выброса дизельных двигателей на автотранспортных средствах (АТС) – создание новых более эффективных систем управления, в которые в качестве структурных элементов входят современные смарт-материалы, в частности, электроактивные полимеры (ЭАП). ЭАП – это такие полимеры, которые способны изменять форму при приложении к ним электрического напряжения. В настоящее время они стали уже активно применяться в робототехнике в качестве линейных приводов (искусственных мышц) и как основные элементы сенсорных устройств [1].

Сложность разработки электронных систем управления (ЭСУ) и создание прототипа, а также проведения пробных испытаний ЭСУ ДВС, диктует необходимость использования современных подходов к проектированию и использованию инновационных материалов.

Одним из современных и эффективных направлений является использование быстродействующих устройств-датчиков, способных оперативно передавать сигналы для их последующей обработки микроконтроллером. Из всех типов ЭАП наилучшим образом для ЭСУ ДВС подходят материалы класса диэлектрических эластомеров. Их способность выдерживать поля высокой напряжённости при низком электропотреблении, а также отклик за считанные доли миллисекунд предоставляет неограниченные возможности создания новых сенсорных устройств для альтернативных ЭСУ ДВС.

Электромагнитные форсунки осуществляют впрыск топлива во всасывающий тракт двигателя и являются наиболее ответственными узлами системы впрыска, а их работа связана с одновременно протекающими гидромеханическими и электромагнитными

процессами. Общий вид и конструктивная схема электромагнитной форсунки приведены на рис.1, ее основные конструктивные элементы – в таблице 1.

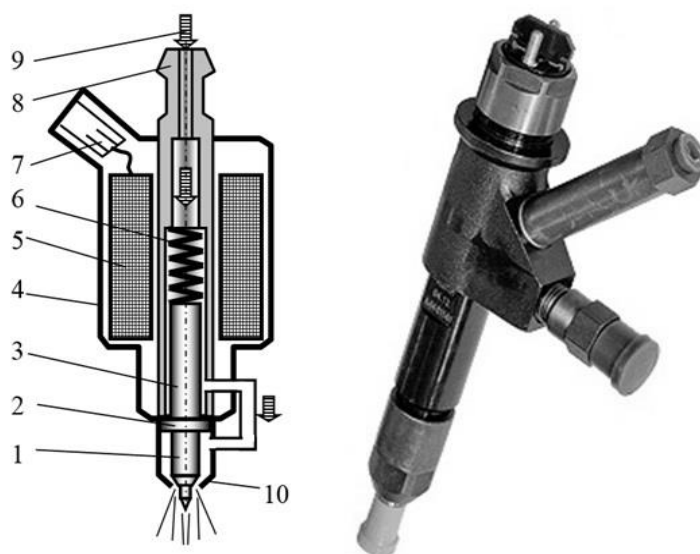


Рис. 1. Конструктивная схема электромагнитной топливной форсунки

Табл. 1. Конструктивные элементы электромагнитной топливной форсунки

Позиция	Наименование
1	Запорный элемент
2	Упор
3	Корпус форсунки
4	Обмотка электромагнита
5	Пружина возврата
6	Электрические контакты
7	Топливный штуцер
8	Топливо
9	Седло

Форсунки открываются по сигналу системы управления двигателем и осуществляют дозированное распыливание топлива. Работа электромагнитной форсунки осуществляется в импульсном режиме при частоте срабатывания от 10 до 200 Гц в условиях повышенных температур и вибрации. При этом к ним предъявляются достаточно высокие требования точности дозирования. Форсунка в среднем должна за все время работы произвести около 600 млн. срабатываний. Это очень большое число для электромеханического устройства.

Сигнал на начало впрыскивания топлива подается на катушку индуктивности (обмотку) 5 электромагнита. В корпусе 4 размещен также запорный элемент 1, образующий вместе с седлом 10 клапан. Запорный элемент 1 прижат к седлу 10 пружиной возврата 6. Когда на обмотку 5 через контакты 7 подается электрический сигнал в виде прямоугольного импульса определенной продолжительности, в обмотке 5 образуется электромагнитное поле, преодолевающее усилие пружины 6 и втягивающее якорь 3, а вместе с ним и закрепленный на якоря 3 запорный элемент 1. При этом последний

отодвигается от седла 10, между ними образуется зазор, через который топливо под давлением впрыскивается во впускной тракт двигателя. После прекращения действия электрического сигнала, электромагнитное поле, создаваемое обмоткой 5, исчезает, и пружина 6 возвращает запорный элемент 1 в закрытое состояние (прижимает его к седлу 10). Таким образом, количество впрыснутого через форсунку топлива зависит от длительности электрического импульса, давления топлива, расходной характеристики форсунки (её гидравлического сопротивления) и инерционной массы её подвижных частей, а также от инерционности электромагнитной системы.

В связи с этим в реальной системе моменты начала и окончания процесса впрыска не соответствует началу и окончанию действия управляющего электрического импульса. После его подачи к обмотке 5, в последней возникает ток самоиндукции, препятствующий нарастанию тока в электрической обмотке, и, соответственно, нарастанию магнитного потока, действующего на якорь 3. Из-за этого нарастание усилия, действующего на якорь 3, происходит с запозданием. Кроме того, сам якорь 3 вместе с пружиной 6 обладают определённой массой, и поэтому их перемещение запаздывает относительно действующих на них электромагнитных сил. В связи с вышеописанным, открытие клапана для впрыска топлива происходит с некоторым запозданием, что проиллюстрировано на рис.2.

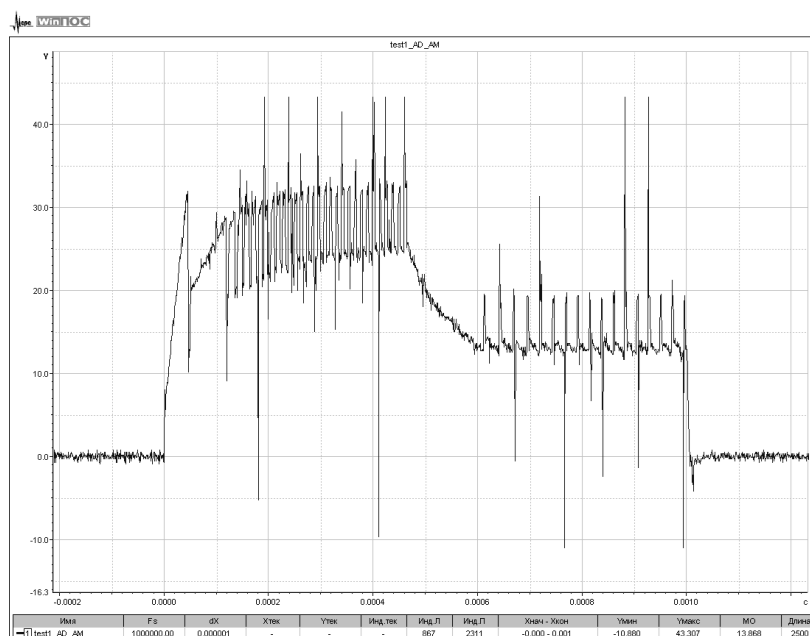


Рис. 2. Осциллограмма открытия и закрытия форсунки

При практически мгновенном прекращении подачи электрического импульса на обмотку 5, явление самоиндукции не даёт столь же мгновенно исчезнуть магнитному потоку, действующему на якорь 3. Это обстоятельство с учётом действия инерционных сил препятствует своевременному запираению форсунки.

Быстродействие форсунки можно увеличить за счёт уменьшения индуктивности обмотки 5, уменьшив количество её витков. Однако, при этом возрастает сила тока и энергопотребление. Для устранения этого явления последовательно виткам обмотки 5 включают резистор, ограничивающий силу тока.

Альтернативной заменой от инерционности электромагнитной системы может служить ЭАП. В качестве тестового образца был взят ЭАП вышеупомянутого класса производства ГНИИХТЭОС (см. рис.3).



Рис.3. Электроактивный полимер

Причём, не сам ЭАП как отдельное рабочее тело, а набор из нескольких слоёв (см. рис. 4), или так называемая сэндвич-панель, в которой плёнка толщиной в десятые доли миллиметра чередуется с медными контактами.

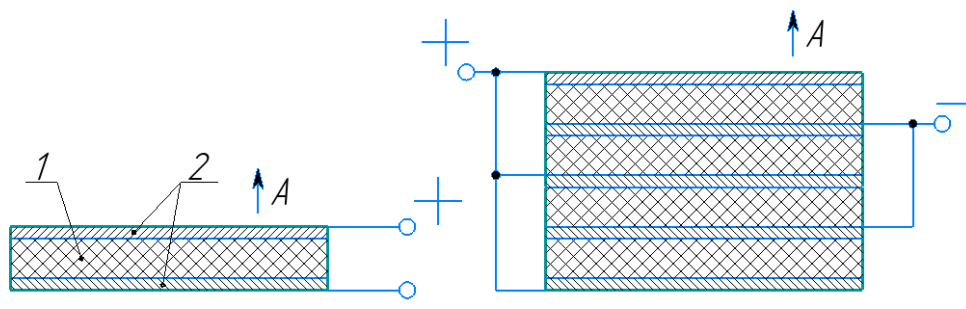


Рис. 4. Структура компоновки ЭАП

1 – электроактивный материал, 2 – материал обкладки, A –перестановочная сила

Такое рабочее тело позволяет наиболее эффективно использовать эффект магнитострикции и реализовывать требуемые перемещения при рабочем напряжении, характерном для электрообеспечения автомобиля.

Предварительные эксперименты по получению и фиксации ответных сигналов от ЭАП показали на модели, что желаемый отклик в требуемых диапазонах возможен, равно как и достижение требуемых в конструкции перемещений, создаваемых ЭАП.

В настоящее время проводятся экспериментальные исследования по окончательному выбору ЭАП определённого химического состава, уточнению характеристик отклика и созданию датчика на его основе.

Литература

1. Каменев В.Ф. Перспективы улучшения токсических показателей дизельных двигателей автотранспортных средств массой более 3,5 т /А.А. Демидов, П.А. Щеглов //Труды НАМИ: сб. науч. ст.- М., 2014 - вып. № 256.-С.5-24.
2. Пугачёв И.О. Автореферат на соискание учёной степени кандидата технических наук. М., НАМИ, 2019. .-С.3-37.
3. Астахов И.В., Голубков Л.Н., Трусков В.И., Хачиян А.С., Рабикин Л.М. Топливные системы и экономичность дизелей. М., Машиностроение, 1990, 352 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ АВТОМОБИЛЬНОГО КОЛЕСА

RESEARCH OF PARAMETRIC VIBRATIONS OF A CAR WHEEL

Рабичева Т.С. – магистр, Щербаков В.И. – к.т.н., доц., Рыбакова М.Р. – ст. препод.
Московский политехнический университет
rabichewa_97@mail.ru

Abstract. The parametric oscillations of a car wheel caused by periodically changing radial stiffness as it rolls along the road are considered. The boundaries of the zone of parametric instability are established, and an estimate of the minimum modulation of radial stiffness at which instability of parametric oscillations occurs is obtained.

Key words: car wheel, parametric vibrations, motion instability.

Аннотация. Рассмотрены параметрические колебания автомобильного колеса, вызванные периодически изменяющейся радиальной жесткостью по мере его перекачивания по дороге. Установлены границы зоны параметрической неустойчивости, а также получена оценка минимальной модуляции радиальной жесткости, при которой возникает неустойчивость параметрических колебаний.

Ключевые слова: автомобильное колесо, параметрические колебания, неустойчивость движения.

Экспериментальные исследования жесткостных характеристик автомобильных колес свидетельствуют о периодическом изменении радиальной жесткости колеса по мере его перекачивания по дороге [1]. В результате при движении автомобиля даже по абсолютно ровной дороге могут возникнуть неустойчивые параметрические колебания неподрессоренных масс. Для их исследования рассмотрим двухмассовую расчетную схему подвески автомобиля, показанную на рис. 1. Поддрессоренная масса M движется поступательно со скоростью \vec{v} , опираясь через безынерционные элементы подвески с жесткостью c_n и коэффициентом вязкого сопротивления b_n на колесо с переменной во времени радиальной жесткостью

$$c(t) = c_0 + \Delta c \cos \omega t$$

где c_0 - среднее значение радиальной жесткости колеса, Δc – амплитуда изменения радиальной жесткости колеса, ω – циклическая частота.

Примем модуляцию жесткости колеса $\varepsilon_k = \Delta c/c_0$. При этом считаем, что $\Delta c \ll c_0$, $b_k = \text{const}$, m – масса неподрессоренных частей.

Из теории колебаний [2-5] известно, что основное значение имеет случай, когда частота параметрического возбуждения $\omega = \omega_*$ вдвое больше среднего значения собственной частоты системы. За последнюю следует считать парциальную собственную частоту неподрессоренной массы ω_0 , т.е. принимаем $\frac{\omega_*}{\omega_0} = 2$, где

$$\omega_0 = \sqrt{(c_n + c_0)/m}.$$

Задача исследования состояла в определении на плоскости параметров (η, ε) , где $\eta = \omega/\omega_0$, границ зоны параметрической неустойчивости, а также в расчете минимальной величины модуляции жесткости ε_k , при которой возникает неустойчивость параметрических колебаний.

Собственная частота колебаний поддрессоренной массы как минимум на порядок меньше по сравнению с собственной частотой колебаний неподрессоренной массы. Это позволяет пренебречь вертикальными смещениями поддрессоренной массы при исследовании параметрических колебаний неподрессоренной массы. Введем обобщенную координату q для описания вертикальных колебаний массы m и запишем уравнение

движения:

$$m\ddot{q} + b\dot{q} + cq = 0 \text{ или } \ddot{q} + 2n\dot{q} + \omega_0^2(1 - \varepsilon \cos \omega t)q = 0, \quad (1)$$

где $b = b_n + b_k$ – суммарный коэффициент вязкого сопротивления; $c = c_n + c(t)$ – суммарная жесткость вертикальных связей неподрессоренной массы; $2n = b/m$; $\varepsilon = \Delta c / (c_n + c_0)$.

Заменой переменной $q(t) = \exp(-nt) \cdot x(t)$ уравнение (1) преобразуется к виду

$$\ddot{x} + \omega_n^2(1 - \varepsilon \cos \omega)x = 0, \quad (2)$$

где $\omega_n^2 = \omega_0^2 - n^2$.

Так как для реальных колебательных систем $n \ll \omega_0$, то разницей между ω_n и ω_0 будем пренебрегать.

Решение уравнения (2) ищем в виде:

$$x(t) = \frac{1}{2} (A(t)e^{i\omega_0 t} + A^*(t)e^{-i\omega_0 t}), \quad (3)$$

причем комплексную амплитуду $A(t)$ можно считать медленно изменяющейся во времени величиной. Ее изменение описывает возможную неустойчивость в системе, а также смещение частоты колебаний относительно собственной частоты ω_0 . Знак * обозначает комплексно-сопряженные величины.

После вычисления первой и второй производных от $x(t)$, в которых величинами $\ddot{A}(t)$ и $\ddot{A}^*(t)$ можно пренебречь по сравнению с другими слагаемыми, т.к. амплитуда $A(t)$ медленно меняющаяся, и их подстановки в уравнение (2) получим:

$$2i\omega_0 \dot{A}(t)e^{i\omega_0 t} - \frac{\omega_0^2}{2} (e^{i\omega t} + e^{-i\omega t})A(t)e^{i\omega_0 t} - 2i\omega_0 \dot{A}^*(t)e^{-i\omega_0 t} - \frac{\omega_0^2}{2} (e^{i\omega t} + e^{-i\omega t})A^*(t)e^{-i\omega_0 t} = 0$$

Поделим это соотношение на $\exp(i\omega_0 t)$ и усредним по времени $2\pi/\omega$. Все слагаемые, содержащие быстро меняющиеся экспоненты, обратятся в нуль, кроме содержащего экспоненту $\exp[i(\omega - 2\omega_0)t]$, т.к. по условию исследования $\omega \approx \omega_0$ и этот член не является колебательным. В результате усреднения получим уравнение:

$$\dot{A}(t) + \frac{i\omega_0 \varepsilon}{4} A^*(t)e^{i(\omega - 2\omega_0)t} = 0 \quad (4)$$

Введем обозначение $\omega_0 - \omega/2 = \delta$ и новую переменную $a(t) = a_1(t) + ia_2(t)$.

Для действительных функций $a_1(t)$ и $a_2(t)$ получим систему связанных уравнений:

$$\dot{a}_1(t) + \left(\delta + \frac{\omega_0 \varepsilon}{4} \right) a_2(t) = 0; \quad (5)$$

$$\dot{a}_2(t) - \left(\delta - \frac{\omega_0 \varepsilon}{4} \right) a_1(t) = 0.$$

Решение будем искать в виде:

$$a_1(t) = C_1 e^{\lambda t}, \quad a_2(t) = C_2 e^{\lambda t},$$

где C_1, C_2 – константы; λ – параметр, определяющий устойчивость параметрических колебаний.

Из (5) следует условие существования нетривиального решения:

$$\begin{vmatrix} \lambda & \delta + \frac{\omega_0 \varepsilon}{4} \\ -\delta + \frac{\omega_0 \varepsilon}{4} & \lambda \end{vmatrix} = 0 \text{ или } \lambda_{1,2} = \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_0 \varepsilon}{4}\right)^2 - \delta^2}.$$

При $|\lambda| > n$ система неустойчива, а при $|\lambda| = n$ будет ее граница. Учитывая, что $\delta = \omega_0 - \omega/2$, получим:

$$\varepsilon = \pm 4 \sqrt{1 - \eta + \frac{1}{4} \eta^2 + \frac{n^2}{\omega_0^2}}.$$

На плоскости параметров (η, ε) – это гиперболы, симметрично расположенные относительно ε и имеющие вершины в точках $(\eta = -2, \varepsilon_{\min} = \frac{4n}{\omega_0})$ и $(\eta = 2, \varepsilon_{\min} = \frac{4n}{\omega_0})$, что и показано на рис.2.

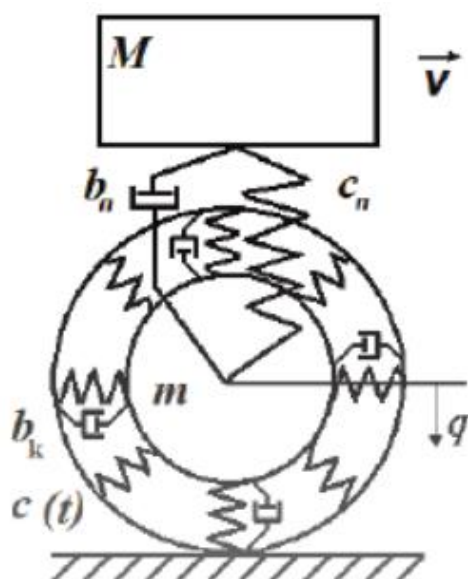


Рис.1. Двухмассовая расчетная схема подвески автомобиля

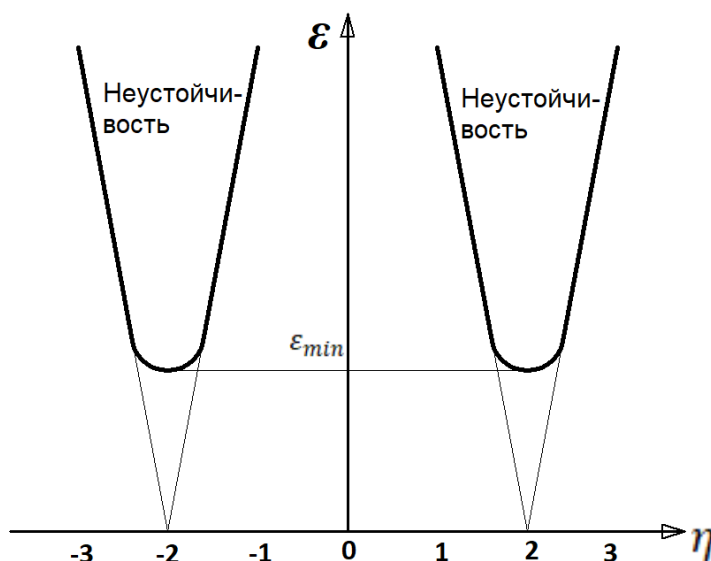


Рис.2. Зоны параметрической неустойчивости

Литература

1. Балабин И. В., Чабунин И. С. Автомобильные и тракторные колеса. МГТУ «МАМИ», 2010. 444 с.
2. Гусев А. С., Карунин А. Л., Крамской Н. А., Стародубцева С. А., Щербаков В. И. Теория колебаний в автомобиле- и тракторостроении. М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2007. 336 с.
3. Щербаков В. И., Чабунин И. С., Стародубцева С. А. Избранные задачи по динамике механических систем и конструкций. Изд-во 2-е, испр. и доп. М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2010. 288 с.
4. Щербаков В. И., Чабунин И. С. Аналитическая динамика и теория колебаний в приложении к автомобильным конструкциям. Изд-во 2-е, испр. и доп. М.: Университет машиностроения (МАМИ), 2013. 205 с.
5. Щербаков В. И., Надеждин В. С. Колебания колесной машины при движении по неровной дороге. М.: Изд-во МГТУ «МАМИ», 2011. 40 с.

РАЗРАБОТКА ИННОВАЦИОННЫХ ПРУЖИН ИЗ КОМПОЗИТНЫХ МАТЕРИАЛОВ

DEVELOPMENT OF INNOVATIVE SPRINGS MADE OF COMPOSITE MATERIALS

Савостьянов¹ В.И. – студент, Татусь² Н.А. – к.т.н., Склемина^{1,2} О.Ю. – студент

¹Московский политехнический университет

²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

svi0@bk.ru

Abstract. In this article, the study of developments of various companies in the field of springs made of composite materials. The comparative analysis of springs from composite materials and steel springs is made. Advantages of composite springs over steel, as well as the possibility of development for mass production of composite springs.

Key words: springs, composite material, spring steel, automotive industry, car suspension.

Аннотация. В данной статье проведено исследование разработок различных компаний в сфере пружин из композитных материалов. Сделан сравнительный анализ пружин из композиционных материалов и стальных пружин. Преимущества композитных пружин, перед стальными, а также возможности разработок для массового производства композитных пружин.

Ключевые слова: пружины, композитный материал, пружинная сталь, автомобилестроение, автомобильная подвеска.

В настоящее время во многих автомобильных концернах ведется тенденция по сокращению веса автомобиля, а также по сокращению пагубного влияния оказываемого на природу.

Прогресс не стоит на месте, современные технологии вышли на новый уровень. Благодаря инновациям появилась возможность получать композитные материалы с высокими показателями прочности, энергоэффективности при низкой стоимости.

Одним из вариантов решения проблемы снижения влияния неподрессоренных масс на плавность хода и вибрационную нагруженность автомобиля, является разработка технологии по производству композиционных пружин, а затем отладка массового производства и серийная установка на легковые и небольшие грузовые коммерческие автомобили. В последнее композитные материалы широко применяются в автомобилестроении в качестве силовых и элементов кузова, рессор и торсионов, элементов экстерьера и интерьера.

Стеклопластик широко применяется для изготовления упругих элементов: шест для прыжков в высоту, джамперы, столь популярные в последнее время, рессоры для легких самолетов и автомобилей [1], торсионы. Возвращение назад к рессорам в подвесках современных автомобилей вряд ли возможно из компоновочных соображений, поэтому, (если гора не идёт к Магомеду, Магомед идёт к горе) изготовление композитных пружин напрашивается само собой. Такие попытки есть: на рис. 1 приведены образцы концерна WAG, в интернете ходят упорные слухи о внедрении стеклопластиковых пружин в серийные автомобили марки AUDI. Композитные пружины, как правило, немного толще стальных, но легче их, это хорошо видно на рис. 1.

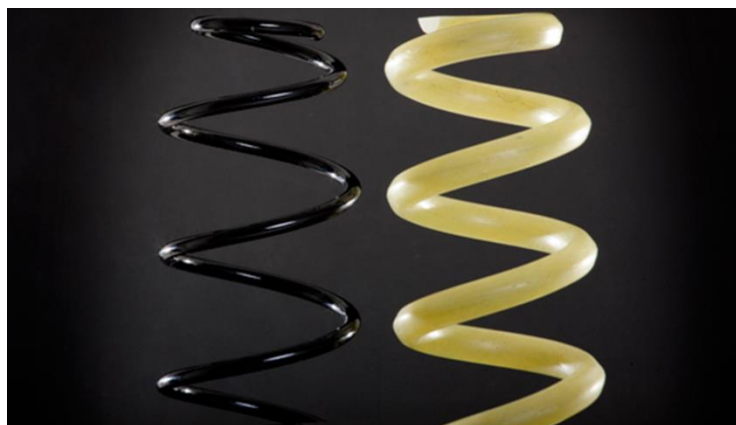


Рис.1. Стальная пружина слева и композитная справа

Преимущества композитных пружин:

Во-первых композитные пружины имеют массу на 40-70% меньше чем обычные аналогичные пружины изготовленные из стали, это позволяет сократить массу автомобиля примерно на 4-12 кг, что благоприятно отразится управляемости, безопасности, снизится расход топлива.

Вторым важным моментом служит особенности технологии производства, оно в 3-5 раз менее энергоемко: полимеризация композитного материала выполняется при температуре 170°С, а при изготовлении стальных пружин применяются нагрев до 1000° С, кроме того, значительно сокращены объемы используемых при производстве расходных материалов, снижено количество отходов. Композит и изделие создаются одновременно, тогда как для стальных деталей необходима последующая механическая обработка.

Еще одно важное свойство композитных пружин – нечувствительность к низким температурам, это дает возможность использовать транспорт в условиях Крайнего севера, где очень часто случается выход из строя техники в результате охрупчивания металла при воздействии низких температур. Также композитные пружины имеют большое преимущество перед обычными стальными при работе в агрессивных средах, благодаря их свойству не поддаваться коррозии они имеют гораздо больший ресурс, нежели стальные.

Схема укладки волокон в прутке пружины следующая (рис. 2): центральные нити, расположены вдоль оси прутка (2) – они не позволяют пружине изменять внешний диаметр при рабочем ходе, волокна (1) ориентированные приблизительно под углом +45° и -45° относительно оси прутка хорошо работают на сопротивление кручению прутка.

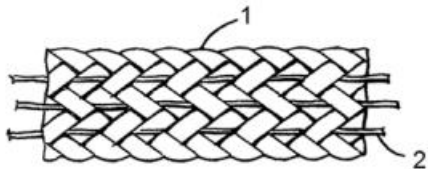


Рис. 2. Структура прутка пружины

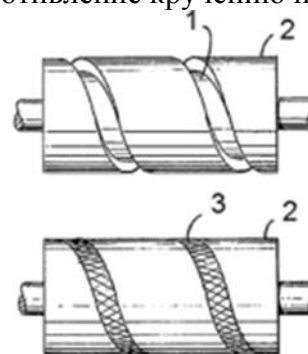


Рис. 3. Спиральная оправка для формирования пружин

При изготовлении пруток укладывается в специальный паз оправки в неотвержденном состоянии. В процессе полимеризации пруток принимает форму оправки, а затем застывает, после полного отверждения пружины ее скручивают со оправки рис.3.

Процесс изготовления прутка пружины заключается в том, что пруток пружины изготавливается спиральной намоткой нити (2) на цилиндрическую основу диаметром D , образуя угол β с осью прутка (1). Схема намотки изображена на рис. 4. Цилиндрическая основа прутка представляет собой пруток диаметром D сделанным из материала имеющего малый модуль упругости на кручение, например, пруток армированной однонаправленной нити расположенными вдоль оси прутка.

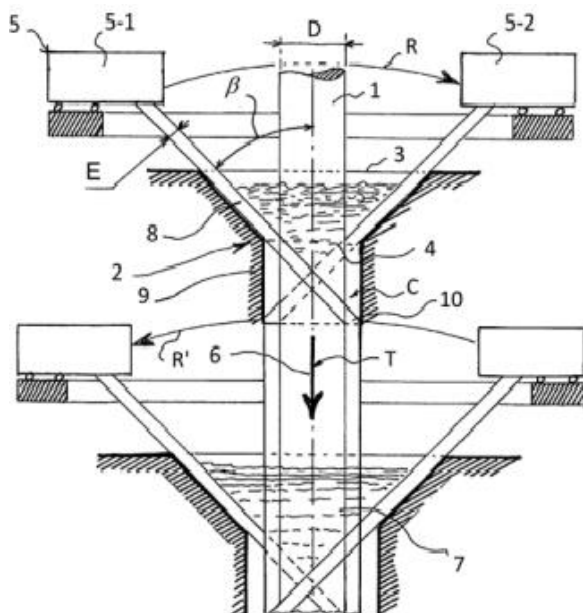


Рис.4. Процесс наматывания нитей прутка вокруг его основания диаметром D

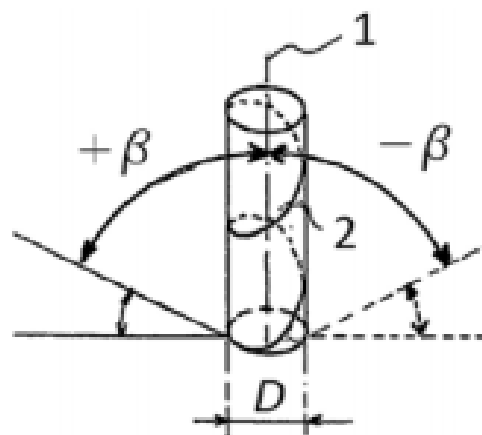


Рис.5. Схема намотки прутка пружины из ПКМ

Процесс изготовления заключается в том, что цилиндрическая основа (1) диаметром D протягивается через конусную оправку (2). Армирующие нити подаются через податчик и наматываются на цилиндрическую основу под заданным углом к оси прутка. Процесс наматывания показан на рис.5.

Выводы

1. В настоящее время стеклопластиковые пружины начинают находить применение в конструкции подвески автомобилей.
2. Информации о расчетах композитных пружин пока недостаточно.
3. Сложности расчета связаны с системой укладки волокон и сложным НДС, при котором работают витки пружины.

Литература

1. Полилов А.Н., Татусь Н.А. Проектирование равнопрочных профилированных, разветвленных или расслоенных упругих композитных элементов. Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2018. № 5 (698). С. 3-12.
2. Light, strong and economical — epoxy fiber-reinforced structures for automotive mass production / H.-G. Reichwein, P. Langemeier, T. Hasson, M. Schendzielorz // Automotive Composites Conference & Exhibition. — 2010.
3. Kliger H. S. Carbon fiber reinforced composite coil spring: патент 4260143 США. Оpubл. 07.04.1981.

**АНАЛИТИЧЕСКИЙ И КОНЕЧНО-ЭЛЕМЕНТНЫЙ РАСЧЕТ
МНОГОПОЛОСТНЫХ БАЛЛОНОВ**
*ANALYTICAL AND FINITE ELEMENT CALCULATION OF MULTI-CAVITY
GAS TANKS*

Склемина О.Ю. – м.н.с., **Татусь Н.А.** – к.т.н., с.н.с., **Полилов А.Н.** – д.т.н., г.н.с.
Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Abstract. The article considers the analytical and finite element method for calculating the stress-strain state of a multi-cavity cylinder. The calculated dependences connecting the gas pressure inside the cylinder and strength are presented. The analytical calculation of a multi-cavity container was verified using the finite element method in the ANSYS APDL software package.

Keywords: composite spherical shell, multiband cylinders, pressure vessel, finite element method.

Аннотация. В статье рассмотрены аналитический и конечно-элементный методы расчета напряженно-деформированного состояния многополостного баллона. Представлены расчетные зависимости, связывающие давление газа внутри баллона с прочностью оболочек. Аналитический расчет многополостного баллона проверен с помощью метода конечных элементов в программном комплексе ANSYS APDL.

Ключевые слова: сферическая композитная оболочка, многополостной баллон для сжатого газа, намоточный сосуд давления, метод конечных элементов.

Разработка многополостных баллонов (рис. 1) активно ведется сегодня на многих предприятиях в России и за рубежом. Многополостные баллоны представляют собой набор оболочек, заключенных в общий корпус, в котором есть устройство для заправки баллона газом. Баллоны такого типа могут применяться в аэрокосмической отрасли, в наземном транспорте, работающем на газовом топливе, а также для хранения и транспортировки различных газов. Основное внимание при проектировании баллонов уделяется снижению массы баллонов, увеличению объема хранимого газа, повышению долговечности и надежности баллонов.

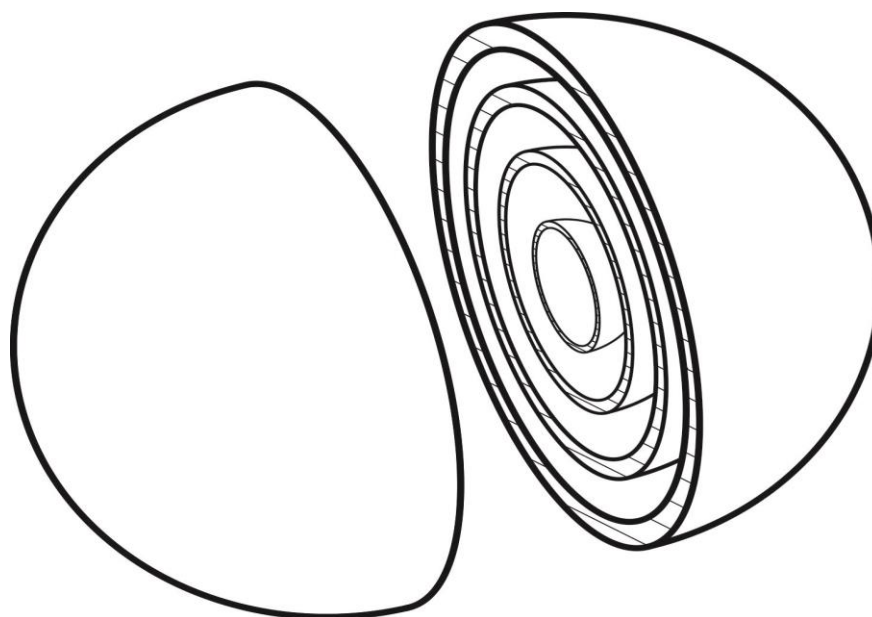


Рис.1. Многополостной баллон в разрезе

Широко известны традиционные однополостные сосуды – газовые баллоны высокого давления, состоящие из металлического корпуса в виде цилиндрической или сферической оболочки. Недостатком таких баллонов является значительная толщина стенки и большая масса даже при использовании высокопрочной стали.

Известны также баллоны с многослойными оболочками: внутренняя изготавливается из материала с относительно высоким пределом текучести, а внешние – из более дешевых низкопрочных материалов. Технология изготовления таких баллонов также связана с существенными трудностями.

Известны многополостные сосуды (резервуары, баллоны) высокого давления, в основу конструкции которых положен давно используемый в технике принцип разгрузки оболочки от высокого внутреннего давления с помощью приложения внешнего давления.

Общими недостатками многополостных баллонов являются:

- неопределенность выбора числа оболочек и их взаимного расположения;
- неоптимальность распределения давлений по полостям между оболочками;
- сложность практической реализации технических решений;
- различная по оболочкам эффективность использования прочностных свойств материала;
- необходимость использования высокопрочных материалов;
- сложность обеспечения безопасности и надежности в процессе эксплуатации.

К преимуществам относятся: возможность хранения различных типов газов в одном общем корпусе баллона, большой объем закаченного газа при заданных внешних габаритах.

Тонкостенные оболочки вращения (сферические, цилиндрические, конические, торовые и их комбинации) являются важной составляющей частью конструкций авиационной и ракетно-космической техники. Самой распространенной формой оболочки, работающей под внутренним давлением жидкости или газа, является цилиндрическая, которая входит составной частью в виде патрубков в криволинейные трубопроводы, цилиндрические баллоны и корпуса твердотопливных двигателей с профилированными днищами.

Баллоны сферической формы применяются редко, несмотря на целый ряд их преимуществ. В дыхательном аппарате - акваланге с тремя сферическими ёмкостями удается снизить положение центра масс относительно поясного ремня, поэтому совершать наклоны с таким аппаратом более удобно.

Сферические оболочки для хранения газов имеют преимущества по весу в сравнении с емкостями других геометрических форм, но уступают в удобстве расположения их в составе устройства. Многополостные баллоны – сложное техническое изделие, изготовление которого - нетривиальная задача. Оценка эффективности таких баллонов может послужить основой для развития их производства.

Для определения напряженно-деформированного состояния многополостного баллона используется программный комплекс ANSYS – один из самых эффективных в настоящее время комплексов по своему инструментарию. При помощи этого комплекса выполняется численный анализ задач механики сплошной среды и открываются различные возможности для подготовки расчетных геометрических и конечно-элементных моделей и последующей обработки результатов расчета. К тому же, ANSYS основан на эффективных алгоритмах распараллеливания, которые дают возможность значительно сократить время расчета для ресурсоемких задач в различных отраслях промышленного производства.

Итак, использование многополостного баллона позволит:

- обеспечить практическую реализацию емкости для хранения и транспортировки легких газов при очень высоких (более 300 атм.) давлениях;
- повысить эффективность использования прочностных свойств материала;
- уменьшить материалоемкость при постоянной вместимости газа;
- повысить вместимость газа при фиксированных внешних габаритах;

- снизить стоимость производства.

Постановка задачи. Рассматривается многополостной баллон, состоящий из тонкостенных, концентрических, сферических оболочек, между которыми остаются полости, заполняемые газом (рис. 1).

Заданы следующие условия [1]:

- σ^* - допустимые напряжения в стенках оболочек,
- ρ - плотность материала оболочек,
- n - число оболочек,
- $i = 1, 2, 3, \dots, n$ - порядковый номер оболочек,
- h - толщина стенки оболочек,
- r_1 - радиус внешней оболочки.

Закон изменения средних радиусов оболочек принимается в следующем виде:

$$r_i = r_1 \left(\frac{n-i+1}{n} \right) \quad (1)$$

при $i = 1 \Rightarrow r_1 = r_1$

при $i = n \Rightarrow r_n = \frac{1}{n}$.

Основные этапы решения задачи:

1. Расчет массы оболочек.
2. Расчет объемов полостей между оболочками.
3. Расчет допустимых давлений (в атм.) в каждой полости.
4. Расчет суммарного объема накопленного газа.
5. Расчет коэффициента эффективности многополостного баллона.

1) Расчет массы оболочек.

Начинаем решение с первого, наиболее простого этапа поставленной задачи.

Масса внешней оболочки: $M_1 = 4\pi r_1^2 h \rho$;

$$M_i = M_1 \left(\frac{n-i+1}{n} \right)^2 - \text{масса } i\text{-ой оболочки.}$$

Суммарная масса оболочек:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^n M_i &= \frac{M_1}{n^2} \sum (n+1-i)^2 = \frac{M_1}{n^2} \left[\sum_{i=1}^n (n+1)^2 - 2(n+1) \sum i + \sum i^2 \right] = \\ &= \frac{M_1}{n^2} \left[(n+1)^2 n - \frac{2(n+1)^2 n}{2} + \sum_{i=1}^n i^2 \right] = \\ &= M_1 \cdot \frac{(n+1)(2n+1)}{6n}; \quad \sum i^2 = \frac{n(n+1)(2n+1)}{6}. \end{aligned} \quad (2)$$

Данную сумму можно вычислить сразу, положив $n+1-i = j$.

$$\begin{aligned} i=1 \Rightarrow j=n &\Rightarrow \sum_{i=1}^n (n+1-i)^2 \equiv \sum_{j=1}^n j^2 = \frac{n(n+1)(2n+1)}{6}. \\ i=n \Rightarrow j=1 & \end{aligned}$$

2) Расчет объёмов полостей между оболочками заданных радиусов (1).

$$V_1 = \frac{4}{3} \pi \left(r_1^3 - r_1^3 \left(\frac{n-1}{n} \right)^3 \right). \text{ Обозначим } V_0 = \frac{4}{3} \pi r_1^3.$$

$$V_i = \frac{V_0}{n^3} \left[(n-i+1)^3 - (n-i)^3 \right] = \frac{V_0}{n^3} \left[j^3 - (j-1)^3 \right] = \frac{V_0}{n^3} (3j^2 - 3j + 1). \quad (3)$$

Проверим, рассчитав общий объём баллона через сумму объёмов полостей:

$$\begin{aligned} \sum V_i &= \frac{V_0}{n^3} \left[3 \sum j^2 - 3 \sum j + n \right] = \frac{V_0}{n^3} \left[\frac{n(n+1)(2n+1)}{2} - \frac{3n(n+1)}{2} + n \right] = \\ &= \frac{V_0}{2n^3} \left[2n^3 + 3n^2 + n - 3n^2 - 3n + 2n \right] = V_0. \end{aligned}$$

Но надо рассчитать не сумму объёмов, а объём накапливаемого газа, т.е. сумму произведений объёмов на число атмосфер допустимого давления.

3) Расчет допустимых давлений (в атм.) в каждой полости.

$$\text{Основная формула: } \sigma^* = (p_i - p_{i-1}) \frac{r_i}{2h}.$$

$$p_1 = \frac{2h}{r_1} \sigma^*;$$

$$p_2 = \frac{2h}{r_2} \sigma^* + p_1 = p_1 \left(1 + \frac{n}{n-i+1} \right) = p_1 \left(1 + \frac{n}{j} \right) = p_1 \left(1 + \frac{n}{n-1} \right) = p_1 \frac{2n-1}{n-1};$$

$$p_3 = p_2 + p_1 \frac{n}{n-2} = p_1 \left(\frac{1}{n} + \frac{n}{n-1} + \frac{n}{n-2} \right).$$

Давление в i -ой оболочке определяется по следующей формуле:

$$p_i = p_1 n \left(\sum_{k=0}^{i-1} \left(\frac{1}{n-k} \right) \right) = p_1 n \sum_{j=n}^{n-i+1} \frac{1}{j}. \quad (4)$$

4) Расчет суммарного объема накопленного газа.

Необходимо найти сумму произведений объёмов каждой полости на допустимое давление в каждой полости: $\sum V_i p_i$. Задача сводится к двойным рядам при подстановке

(4) в (3), поэтому результаты аналитических расчетов оказались достаточно громоздкими и не приводятся. Однако для конкретного, небольшого числа оболочек результат несложно получить аналитически на основе приведенных общих формул (3), (4) (см. ниже ПРИМЕР 2).

5) Расчет коэффициента эффективности баллона [2].

Под коэффициентом эффективности E мы понимаем отношение возможного объёма накопленного газа (в пересчете на атмосферное давление) к массе баллона. Анализ показал, что этот коэффициент E не зависит от числа оболочек, а зависит только от свойств материала баллона: прочности и плотности и от формы оболочек. Для сферического многополостного баллона, независимо от числа полостей:

$$E = \frac{\sum V_i p_i}{\sum M_i} = \frac{2}{3} \frac{\sigma^*}{\rho}. \quad (5)$$

Прочность σ^* надо выразить в безразмерном виде через число атмосфер, так как давления, которые выдерживает каждая оболочка, при расчете общего объема газа в (4) выражаются в атмосферах: например, $\sigma^* = 30 \frac{\text{кг}}{\text{мм}^2} \approx 300 \text{ МПа} \approx 3000 \text{ атм.}$

Размерность коэффициента эффективности:

$$[E] = \frac{1}{[\rho]} = \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} - \text{это число кубометров газа на 1 кг веса (массы) любого}$$

сферического баллона.

Коэффициент эффективности для сферической формы оболочек это свойство материала баллона. Для другой формы баллона числовой коэффициент $\left(\frac{2}{3}\right)$ в (5) будет другим (см. ПРИМЕР 3), но характерное для материала отношение $\frac{\sigma^*}{\rho}$ останется прежним.

ПРИМЕР 1. Принимаем прочность «изотропного» стеклопластика $\sim \frac{1}{5}$ от его прочности вдоль волокон, т.е. 3000 атм. Плотность $\rho = 2 \cdot 10^3 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$.

$\Rightarrow E = \frac{2}{3} \cdot \frac{3000}{2 \cdot 10^3} = 1 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$. Таким образом, стеклопластик позволяет накопить 1000 м³ в емкости весом в 1 тонну.

Пример 2. Эффективность оболочки цилиндрической формы. Числовой коэффициент $\left(\frac{2}{3}\right)$ получился равным $\left(\frac{1}{2}\right)$, но отношение $\frac{\sigma^*}{\rho}$ осталось таким же.

$$\sigma_\theta = p \cdot \frac{r}{h}$$

$$p = \frac{\sigma^* h}{r}$$

$$V = \pi r^2 L p$$

$$M = 2\pi r h L \rho$$

$$\frac{V}{M} = \frac{\pi r^2 L \sigma^* h}{2\pi r h L \rho} = \frac{\sigma^*}{2\rho} = \frac{3000}{2 \cdot 10^3} = \frac{3}{4} \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

ПРИМЕР 2. Для расчета взят многополостной баллон с числом оболочек $n = 3$. $\sigma^* = 300 \text{ МПа} \approx 3000 \text{ атм.}$

Толщина стенки баллона $h = 2,5 \text{ мм} = 0,0025 \text{ м}$, $\rho = 7,8 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$, радиусы определяются по формуле (1):

$$r_1 = 500 \text{ мм} = 0,5 \text{ м};$$

$$r_2 = 333 \text{ мм} = 0,333 \text{ м};$$

$$r_3 = 167 \text{ мм} = 0,167 \text{ м}.$$

1) расчет массы оболочек:

$$M_1 = 4\pi \cdot r_1^2 \cdot h \cdot \rho = 0,00785\rho;$$

$$M_2 = 4\pi \cdot r_2^2 \cdot h \cdot \rho = 0,00348\rho;$$

$$M_3 = 4\pi \cdot r_3^2 \cdot h \cdot \rho = 0,00088\rho;$$

$$\sum M_i = M_1 + M_2 + M_3 = 0,01221\rho.$$

2) расчет допустимых давлений (в атм.):

$$p_1 = \frac{2h\sigma^*}{r_1} = 0,01\sigma^*;$$

$$p_2 = p_1 + \frac{2h\sigma^*}{r_2} = 0,025\sigma^*;$$

$$p_3 = p_2 + \frac{2h\sigma^*}{r_3} = 0,055\sigma^*.$$

3) расчет объемов полостей между оболочками и накопленного в них газа:

$$V_{g1} = \frac{4}{3}\pi \cdot (r_1^3 - r_2^3) \cdot p_1 = 0,0037\sigma^*;$$

$$V_{g2} = \frac{4}{3}\pi \cdot (r_2^3 - r_3^3) \cdot p_2 = 0,0034\sigma^*;$$

$$V_{g3} = \frac{4}{3}\pi \cdot r_3^3 \cdot p_3 = 0,0011\sigma^*.$$

4) расчет суммарного объема накопленного газа:

$$\sum V_{gi} = V_{g1} + V_{g2} + V_{g3} = 0,0082\sigma^*.$$

5) расчет коэффициента эффективности оболочек, как отношения наибольшего возможного количества газа в многослойном баллоне к массе стенок:

$$E = \frac{\sum V_{gi}}{\sum M_i} = 0,67 \frac{\sigma^*}{\rho} \approx \frac{2}{3} \frac{\sigma^*}{\rho}.$$

Коэффициент эффективности для стали в наших ПРИМЕРАХ 1, 2 примерно в 4 раза ниже, чем для стеклопластика.

ПРИМЕР 3. Расчет коэффициента эффективности для цилиндрического баллона с длиной L и радиусом r .

Коэффициент эффективности баллона цилиндрической формы при сохранении характерного отношения $\frac{\sigma^*}{\rho}$ оказывается на 25% ниже, чем у баллона сферической формы из того же материала:

$$\sigma_\theta = p \cdot \frac{r}{h} \Rightarrow p = \frac{\sigma^* h}{r};$$

$$V = \pi r^2 L;$$

$$M \approx 2\pi r h L \rho;$$

$$E = \frac{V \cdot p}{M} = \frac{\sigma^*}{2\rho} = (\text{для стеклопластика}) = \frac{3000}{2 \cdot 2 \cdot 10^3} = \frac{3}{4} \frac{\text{М}^3}{\text{кг}}.$$

Приведенный выше аналитический расчет многополостного баллона был проверен методом конечных элементов с помощью программного комплекса ANSYS. В каждой

оболочке задавалось давление, которое было рассчитано аналитически по формуле (4). Окружные напряжения в каждой оболочке, как и следовало ожидать для тонкостенных оболочек, оказались приблизительно равными 300 МПа.

Выводы

1. Коэффициент эффективности сферического баллона как отношение количества закаченного газа к массе оболочек многополостных баллонов – величина постоянная для данного материала и не зависит от числа полостей баллонов.
2. Преимущество многополостных баллонов состоит в возможности сохранения большего количества газа в тех же внешних габаритах.
3. Оптимизировать конструкцию намоточных композитных баллонов следует путем выбора углов намотки. Волокна в баллоне должны быть нагружены одинаковыми растягивающими напряжениями. Любой рациональный проект баллона с равнонапряженными волокнами имеет одинаковую массу при заданных размерах баллона и давлении газа, и выбирать наилучший вариант можно только из технологических соображений.
4. Расчет напряжений в многополостном баллоне методом конечных элементов совпал с аналитическими расчетами.
5. Коэффициент эффективности цилиндрического баллона на 25 % ниже, чем сферического, поэтому в некоторых приложениях выгоднее применять баллоны сферической формы.

Работа выполнена в рамках Программы фундаментальных научных исследований государственных академий наук на 2013-2020 годы

Литература

1. Склемина О.Ю., Татусь Н.А. Анализ эффективности многополостных баллонов.
1. Сборник трудов «XXX Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС - 2018)». 2019. С. 681-683.
2. Polilov, A.N., Tatus, N.A., Sklemina, O.Y. Tree etude problems on composite fuel gas tank. 2019. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering.

РАСЧЕТ ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ НА ПРОЧНОСТЬ И ПЛОТНОСТЬ

CALCULATION OF FLANGE COMPOUNDS FOR DURABILITY AND DENSITY

Харитонов М.П. – студент, Осипов Н.Л. – к.т.н., доцент, Лукьянов М.Н. – старший преподаватель

Московский политехнический университет

kharitonov.maksim@bk.ru

Annotation. A theoretical and theoretical study of the strength of a flange joint, the elements of which are shells of revolution, is given. The mutual influence of the bearing elements of the flange connection from the point of view of its bearing capacity and the performance of the most important technological functions is established. In this case, the mutual radial displacement of the points of the force elements under the action of transverse forces is taken into account. Taking these additional displacements into account leads to a noticeable refinement of internal stresses in the bearing nodes

Keywords. Strength, stress, displacement, density, deformability, bearing capacity

Аннотация. Приводится расчетно-теоретическое исследование прочности фланцевого соединения, элементы которого представляют собой оболочки вращения. Устанавливается взаимное влияние несущих элементов фланцевого соединения с точки зрения его несущей способности и выполнения важнейших технологических функций. При этом учитывается взаимное радиальное смещение точек силовых элементов под действие поперечных сил. Учет этих дополнительных перемещений приводит к заметному уточнению внутренних напряжений в несущих узлах

Ключевые слова. Прочность, напряжение, перемещение, плотность, деформативность, несущая способность

В данной работе представлена методика расчета фланцевых соединений сосуда большого диаметра с уплотнениями, расположенными внутри болтовой окружности

Рассматривается случай сопряжения цельного плоского фланца с тонкими цилиндрическими и сферическими оболочками. Большинство работ на эту тему используют расчетные формулы, основанные на исследованиях С.П. Тимошенко, однако эти формулы в полной мере пригодны к сосудам малого диаметра, так как при выводе не учитывалось взаимное радиальное перемещение элементов фланцевого соединения под действием краевой поперечной силы. Это радиальное смещение обусловлено значительной податливостью уплотнительной прокладки на сдвиг.

В данной работе для сосудов большого диаметра указывается, что пренебрежение радиальным смещением приводит к заметным погрешностям в расчете напряжений. Решение проводилось аналитическим методом.

Для аналитического метода в практических работах обычно принимается, что нагрузка болтов Q равномерно распределена по болтовой окружности диаметров D_1 . Рабочая нагрузка в виде внутреннего давления уравнивается тремя силами:

1) P_1 – осевой силой, действующей на соединение от давления рабочей среды, распределенной по средней окружности оболочки D .

$$P_1 = 0,785D^2 \quad (1)$$

2) P_2 – минимальным усилием на прокладку, для сохранения герметичности

$$P_1 = \pi b D^2 x q, \quad (2)$$

где b – эффективная ширина прокладки; xq – удельное давление на контактную площадь прокладки; x – коэффициент, зависящий от типа прокладки и вида фланцевого соединения.

3) P_3 – силой, действующей на кольцо между внутренним краем фланца D_2 и средним диаметром прокладки, распределенной по диаметру внутренней поверхности сферической оболочки D_3 .

$$P_3 = 0,785(D_2^2 - D^2)q \quad (3)$$

Если нагрузку болтов Q и силы P_1, P_2, P_3 заменить приведенной нагрузкой болтов $Q_{пр}$, то деформация фланца не изменится, так как действие $Q_{пр}$ на фланец равноценно действию всех перечисленных выше составляющих сил. Величина приведенной нагрузки находится из условия, что ее момент равен моменту всех сил, приложенных к фланцу.

$$Q_{пр} \frac{D_1(D_1 - D_4) + P_2(D_1 - D_2) + P_3(D_1 - D_3)}{D_{н.ф.} - D}, \quad (4)$$

где $D_{н.ф.}$ – расчетный наружный диаметр фланца, D_4 – диаметр наружной поверхности сферической оболочки

Расчетный наружный диаметр фланца определяется с учетом снижения жесткости фланца отверстиями для болтов

$$D_{н.ф.} = \frac{4B}{z + z d_{отв.}^2} \sqrt{4D_1^2 - z d_{отв.}^2}, \quad (5)$$

где D_n – наружный диаметр кольца фланца; z – число отверстий для болтов; $d_{отв.}$ – диаметр отверстия для болта.

Аналитический расчет проведен для фланцевого соединения по методу сил. Расчетная схема представлена на рисунке 1, где X_1 и X_2 – искомые неизвестные – краевая поперечная сила и краевой изгибающий момент.

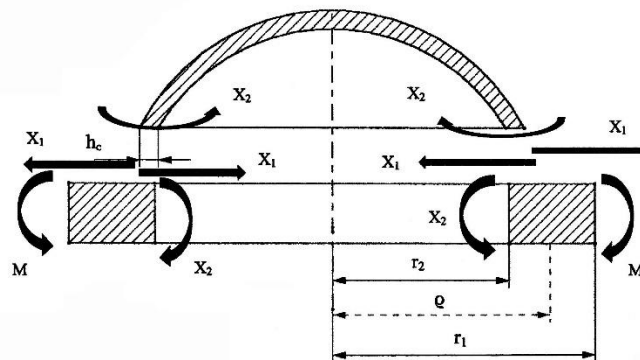


Рис. 1 – расчетная схема для фланца, жестко соединенного со сферической оболочкой

Для определения этих неизвестных составляем два канонических уравнения метода сил.

$$\delta_{11}X_1 + \delta_{12}X_2 + \Delta_{1p} = 0;$$

$$\delta_{21}X_1 + \delta_{22}X_2 + \Delta_{2p} = 0.$$

Вычислим коэффициенты системы, используя принцип независимости действия сил.

$$\delta_{11} = \frac{1}{E} \left(\frac{2kr_2^2}{h_2} + \frac{3r_2\rho}{bh_1} + \frac{r_2\rho}{F_1} \right), \quad (6)$$

$k = \frac{\sqrt{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{r_2 h_2}}$ – геометрическая характеристика (μ – коэффициент поперечной деформации).

Для того, чтобы второе и третье слагаемые формулы (6) были описаны с одинаковой степенью точности, внутренний радиус кольца фланца заменен средним радиусом ρ .

Взаимное радиальное смещение краев цилиндрической оболочки и кольца:

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{E} \left(\frac{2k^2 r_2^2}{h_2} - \frac{6r_2 \rho}{h_1^2 b} \right). \quad (7)$$

Взаимный угол поворота краев цилиндрической оболочки и фланца:

$$\delta_{22} = \frac{1}{E} \left(\frac{4k^3 r_2^2}{h_2} - \frac{12r_2 \rho}{h_1^3 b} \right). \quad (8)$$

Свободные члены канонической системы уравнений:

$$\Delta_{1p} = -\frac{6Mr_2 \rho}{E h_1^2 b} \quad (9)$$

$$\Delta_{2p} = -\frac{12Mr_2 \rho}{E h_1^3 b}, \quad (10)$$

Δ_{1p} – относительное смещение краев фланца и оболочки;

Δ_{2p} – относительный угол поворота от момента M .

Решение метода сил для стыка цилиндрической оболочки и кольца представлено следующими формулами:

$$X_1 = \frac{\Delta_{2p} \delta_{12} - \Delta_{1p} \delta_{22}}{\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2}, \quad (11)$$

$$X_2 = \frac{\Delta_{1p} \delta_{12} - \Delta_{2p} \delta_{11}}{\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12}^2}, \quad (12)$$

Для стыка фланца со сферической оболочкой коэффициенты системы уравнений метода сил определяются следующими формулами:

$$\delta_{11} = \frac{1}{E} \left(\frac{2k_1 r_2 \sin \varphi_0}{h_c} + \frac{3r_2 \rho}{h_1 b} + \frac{r_2 \rho}{F_1} \right); \quad (13)$$

$$\delta_{12} = \delta_{21} = -\frac{1}{E} \left(\frac{2k_1^2 \sin \varphi_0}{h_c} + \frac{6r_2 \rho}{h_1^2 b} \right); \quad (14)$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{E} \left(\frac{4k_1^3 \sin \varphi_0}{h_c r_2} + \frac{12r_2 \rho}{h_1^3 b} \right), \quad (15)$$

где $k_1 = \sqrt[4]{3(1 - \mu^2)} * \sqrt{\frac{r_c}{h_c}}$.

Свободные коэффициенты системы уравнений остаются прежними.

Решение системы уравнений метода сил для стыка сферической оболочки и фланца представляется в несколько ином виде следующими формулами,

$$X_1 = \frac{2M}{h_1} K'_1; \quad (16)$$

$$X_2 = n_1 K'_2 M, \quad (17)$$

где

$$K'_1 = \frac{1 + n_1}{A_1}; \quad (18)$$

$$K'_2 = \frac{1 + 2n_1 + \frac{1}{m_1}}{A_1}; \quad (19)$$

$$M = \frac{\rho}{r} Q'_{np} b \quad (20)$$

$\rho = \frac{D_{н.ф.} + D}{4}$ – средний радиус кольца фланца;

$Q'_{пр}$ – приведенная нагрузка болтов, равномерно распределенная по наружному краю фланца в кг/см;

$b = \frac{D_{н.ф.} + D}{2}$ – ширина кольца фланца.

$$A = 1,33 + 2n + 2n + 2n^2 + 0,55nm + 0,606 \frac{n}{m}; \quad (21)$$

$$n = \frac{0,78\sqrt{r_2 h_2}}{h_1}; \quad m = \frac{h_1^2 b}{h_2^2 \rho}; \quad n_1 = \frac{r_2}{h_1 k_1}; \quad m_1 = \frac{h_1^2 b}{h_2^2 \rho}$$

Пример расчета, проделанный в программе MATLABR2014a

Постановка задачи: определить в элементах фланцевого соединения изготовленного из чугуна СЧ 28-48. Рабочее давление 8 кг/см^2 ; материал уплотнения – паронит; материал болтов – Ст.3; болты М-20 в количестве 20 шт.

Решение:

а) Определение приведенного изгибающего момента

Усилия по формулам (1-3): $P_1 = 2512 \text{ кН}$; $P_2 = 24,115 \text{ кН}$; $P_3 = 1105,28 \text{ кН}$

Расчетный наружный диаметр фланца по формуле (5): $D_{н.ф.} = 3,46 \text{ м}$.

Приведенная нагрузка болтов по формуле (4): $Q'_{пр} = 2072,915 \text{ кН}$.

Приведенный изгибающий момент по формуле (20): $M = 2,0655 \text{ кН*м}$.

б) Находим вспомогательные величины и коэффициенты:

$k = 0,1573 \text{ см}^{-1}$; $n = 1,506$; $m = 0,86$; $A = 10,66$; $K_1 = 0,253$; $K_2 = 0,485$;

$K_4 = 0,145$; $K_5 = 0,027$

в) Определение усилий и напряжений:

$X_1 = 624 \text{ Н}$; $X_2 = 38,4 \text{ Н*м}$; $X^q_1 = 61 \text{ Н}$; $X^q_2 = 0,34 \text{ Н*м}$

Продольное (осевое) напряжение в основании оболочки

$$\sigma = \pm \frac{6X_2}{h_2^2} \pm \frac{6X^q_2}{h_2^2} + \frac{qr}{2h_2} \dots$$

Первый и второй член в правой части формулы (22) – изгибные напряжения от краевых (22) моментов X_2 и X^q_2 ; третий член учитывает действие только внутреннего давления и определяется по безмоментной теории.

$$\sigma_y = 63,5 \text{ МПа}$$

Наибольшее окружное напряжение в тарелке фланца определяем так:

$$\sigma_k = \frac{6K_t M \rho^2}{r h_1^2 b},$$

где:

$$M_t = M - \left(X_2 + X_1 \frac{h_1}{2} \right) = MK_{t_1} \ln \frac{r_1}{r_2} \equiv \frac{b}{\rho}; \quad K_t = [1 - (K_1 - K_2)].$$

К этому напряжению следует добавить напряжение от внутреннего давления и усилий X_1 и X^q_1 :

$$\sigma'_k = \frac{qr}{b} - \frac{X_1 r}{F_1} + \frac{X^q_1 r}{F_1}; \quad \sigma'_k = -0,795 \text{ МПа}.$$

Приведенный аналитический расчет позволяет сделать следующие выводы о влиянии податливости уплотнения на напряжение в элементах фланца. Податливое уплотнение значительно увеличивает напряженность и деформативность фланцевого узла в целом. Таким образом, пренебрежение податливостью уплотнения приводит к заметным неточностям.

Литература

1. Биргер И.А., Расчет резьбовых соединений, Оборонгиз, 1951.
2. Бояринов С.В., Расчет деталей, имеющих форму кольца, при произвольной осесимметричной нагрузке, ВИГМ, 1958, №2, Москва.
3. Канторович З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов, Машгиз, 1946
4. Тимошенко С.П. Пластинки и оболочки, Москва, 1966.

**АНАЛИЗ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В РЕЗЬБОВОМ
СОЕДИНЕНИИ «ШПИЛЬКА-ГАЙКА»**
*STRESS DISTRIBUTION ANALYSIS IN THREADED CONNECTION OF
STICK-NUT*

Шишлячев А.О. – бакалавр
МГТУ им. Н.Э. Баумана
anton_shish@mail.ru

Abstract. Based on a series of calculations of elastic and elastoplastic contact problems, the analysis of the stress-strain state of the threaded joint "stud-nut" during elastic and elastoplastic deformations is carried out. Estimates are made of the influence of thread pitch errors on the distribution of effort along the turns. A parametric macro has been developed for calculating the considered problem in the ANSYS software package

Key words: finite element method, threaded connections, elastic and elastoplastic deformations

Аннотация. На основе серии расчётов упругих и упругопластических контактных задач выполнен анализ напряжённо-деформированного состояния резьбового соединения «шпилька-гайка» при упругих и упругопластических деформациях. Сделаны оценки влияния погрешностей шага резьбы на распределение усилий по виткам. Разработан параметрический макрос для проведения расчётов рассмотренной задачи в программном комплексе ANSYS.

Ключевые слова: метод конечных элементов, резьбовые соединения, упругие и упругопластические деформации.

Разъёмные резьбовые соединения, практика использования которых насчитывает многие столетия, и в настоящее время активно используются в конструкциях современной и перспективной техники самого разнообразного назначения. Соответственно, к настоящему времени разработаны достаточно эффективные методы оценки прочности и надёжности резьбовых соединений [1,2 и др.]. Вместе с тем, открывшиеся в последние годы новые возможности расчётного решения широкого класса задач механики деформируемого твёрдого тела, включая упругопластические задачи, задачи ползучести, механики разрушения и т.д. открывают новые возможности оценки поведения резьбовых соединений, использование которых может обеспечить повышение их прочности и ресурса при одновременном снижении металлоёмкости.

В настоящей работе представлены результаты расчётов ряда типовых задач, связанных с исследованиями напряжённо-деформированного состояния резьбового соединения «шпилька-гайка»:

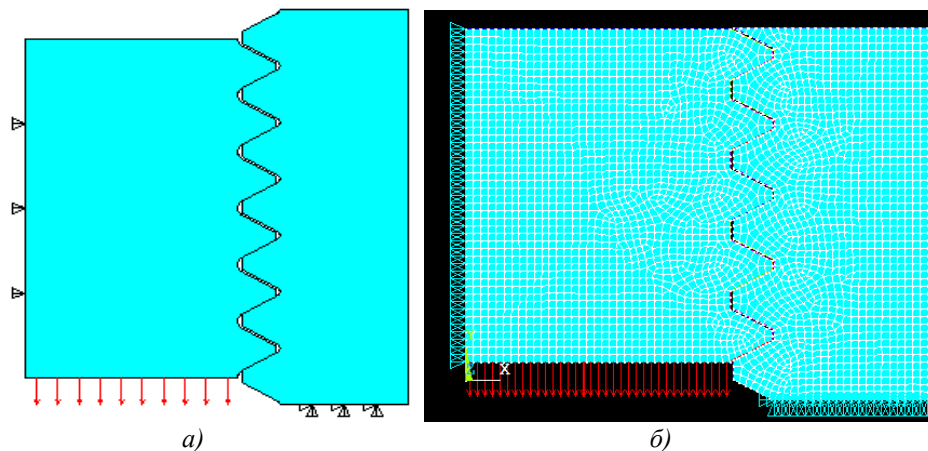
1. распределение напряжений и деформаций при упругих и упругопластических деформациях;
2. оценка влияния погрешностей шага резьбы (в пределах нормативных документов по изготовлению резьбы) на распределение усилий по виткам и величины максимальных напряжений;
3. оценка влияния изменения температуры на распределение усилий по виткам и величины максимальных напряжений в разнородном резьбовом соединении.

Для расчёта указанных краевых контактных задач методом конечных элементов (МКЭ в программном комплексе ANSYS был разработан специализированный параметрический макрос.

В качестве объекта исследования была выбрана резьба М24 с мелким шагом резьбы. Задача считается осесимметричной, поэтому модель резьбового соединения плоская, двумерная.

При расчетах использовались конечные элементы двух типов: Target169, Contact172 для расчетов напряженно деформированного состояния в зоне контакта

(возможного контакта) витков резьбы; Plane182 для расчетов напряженно деформированного состояния вне зон контакта. Схема расчётной модели и её КЭ-разбиения представлены на рис. 1.



а) б)
 Рис. 1 Схема расчётно модели и её КЭ-разбиения:
 а) схема модели; б) схема КЭ-разбиения модели

На рис. 2 представлено распределение усилий по виткам резьбы, полученное на основе выполненного расчёта, а также с использованием известного приближённого аналитического решения соответствующей задачи, предложенного Н.Е. Жуковским [1]. Отметим, что разница результатов не превышает $\pm 13\%$.

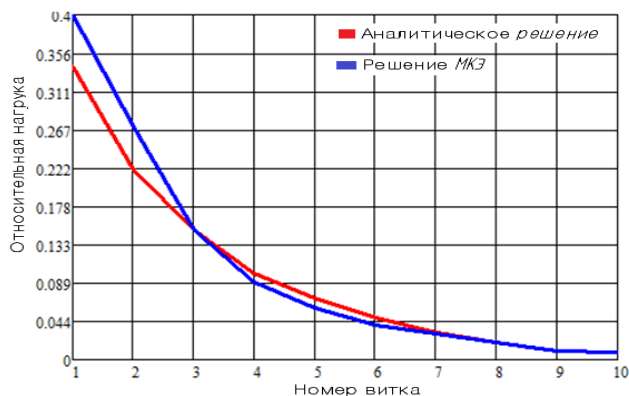


Рис. 2 Сравнение результатов аналитического и численного решений

С использованием КЭ-модели, показанной на рис. 1, был также проведен упруго-пластический расчет для шпильки, из материала сталь 35. Величина усилия, приложенного к шпильке составляла 400 МПа и 600 МПа, модуль упругости $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\mu = 0.3$, предел текучести $\sigma_T = 280$ МПа. Диаграмма растяжения-сжатия показана на рис. 3.

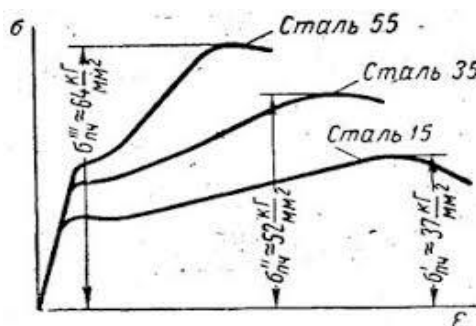


Рис. 3. Диаграмма растяжения-сжатия материала

В результате расчёта были получены следующие распределения напряжений и пластических деформаций по впадинам соединения величины максимальных эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{ЭКВ}}$, возникающих во впадинах резьбы шпильки.

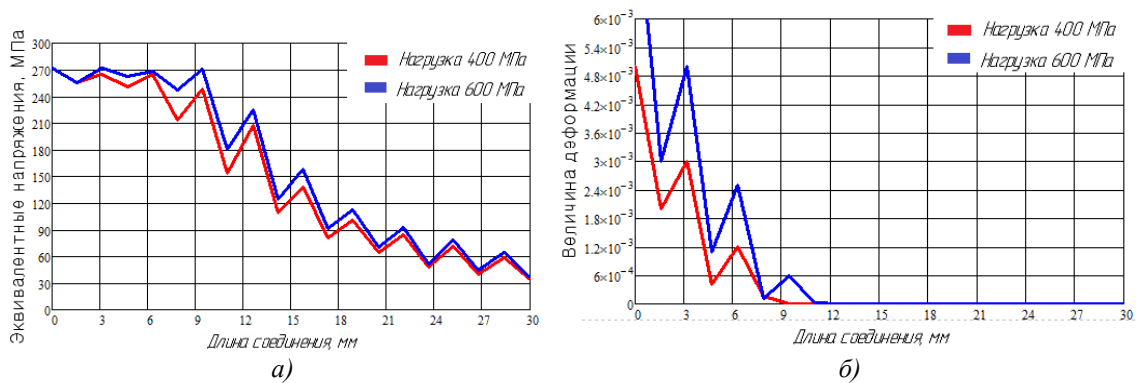


Рис. 4. Результаты расчёта упругопластической задачи:
а) распределение напряжений; б) распределение деформаций

Была выполнена оценка влияния возможных (в пределах допустимых нормативными документами на изготовление резьбы) погрешностей шага резьбы на распределение усилий по виткам и величины максимальных напряжений. При этом величины отклонений от номинального размера шага (в диапазоне ± 15 мкм) задавались с помощью датчика случайных чисел. Некоторые результаты расчётов приведены на рис. 4.

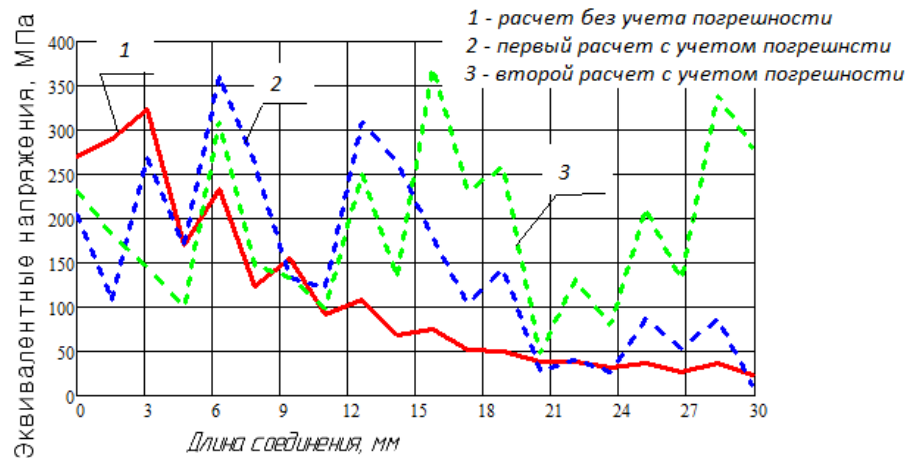


Рис. 5. К оценке влияния погрешности шага резьб.

Из полученных результатов можно сделать вывод, что погрешность шага может оказывать существенное влияние на распределение напряжений в резьбовом соединении.

При проведении оценки влияния температуры в разнородном резьбовом соединении, в качестве объекта исследования было взято реальное соединение элемента атомного реактора [2]. Модуль упругости $E=2 \cdot 10^5$ МПа, разность коэффициентов температурного расширения объёмлющей детали и шпильки соответственно $\alpha=6 \cdot 10^{-5}$ $1/^\circ\text{C}$, температура нагрева $T = 100^\circ\text{C}$. Результаты расчётов, выполненные с использованием разработанного макроса, сравнивались с данными экспериментального исследования на объёмной оптической модели, проведенного с использованием метода механического моделирования температурных напряжений [3]. Результаты исследований представлены на рис. 5. Сопоставление полученных данных показывает их хорошее совпадение. Разница между величинами коэффициентов напряжений на свободном участке не превышает 15%, на рабочем участке – 10%. Расхождение полученных

результатов можно объяснить принятыми в расчетной схеме допущениями, а также погрешностями данных эксперимента, связанные с неточностью определения начального зазора, возможными отклонениями от номинального шага резьбы, а также погрешность самого метода замораживания, которая оценивается величиной порядка 5%.

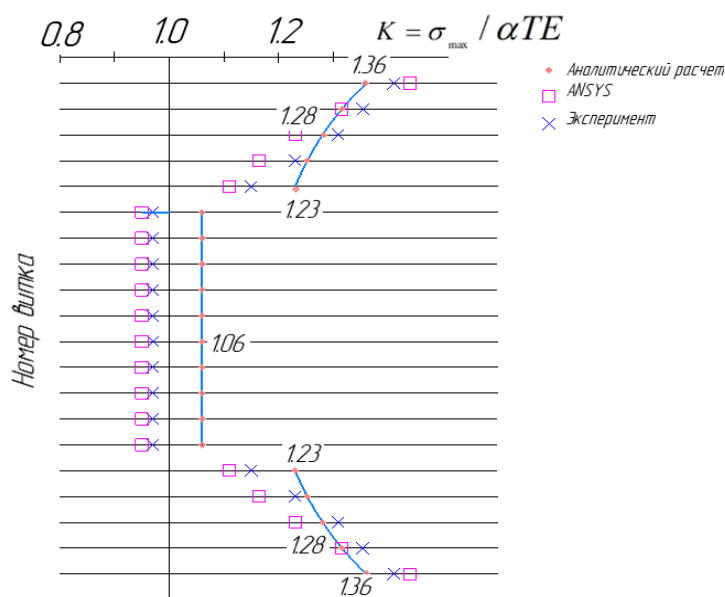


Рис. 6 Распределение термоупругих напряжений по длине соединения ($K = \sigma / \alpha TE$).

Литература

1. Биргер И. А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые соединения. М.: Машиностроение, 1973. 256 с.
2. Пригоровский Н. И., Разумовский И. А., Фомин А. В. Исследование силовых и температурных напряжений в резьбовых соединениях корпусов энергетического оборудования. – В кн.: Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений в конструкциях. М.: Наука, 1977.
3. Дверес М. Н., Евстратов Б. Н., Пригоровский Н. И. Моделирование термоупругих объемных напряженных состояний на «замораживаемых» моделях. – В кн.: Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений в конструкциях. М.: Наука, 1977.

**ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМЫ 3D-СКАНИРОВАНИЯ RANGEVISION
ДЛЯ ПОДГОТОВКИ КАЧЕСТВЕННЫХ STL-МОДЕЛЕЙ
APPLYING THE 3D-SCANN SYSTEM RANGEVISION FOR PRECISION
PREPARING OF STL-MODELS**

Эльдиб^{1,2} И.С.А.– аспирант,

Петров¹ М.А. – к.т.н., Dr.-Ing., доцент

¹115280, Москва, РФ, ул. Автозаводская, д. 16, ФГБОУ ВО «Московский Политехнический Университет», Факультет машиностроения, кафедра «Обработка материалов давлением и аддитивные технологии»

²31733, Танта, АРЕ, Университет г. Танта, Факультет машиностроения, кафедра «Производственные технологии и машиностроительное проектирование»
ibrahim.eldeeb@f-eng.tanta.edu.eg

Abstract. In the study, the application of the structured light 3D-scanning based on fringe-pattern and preparing of point clouds are investigated. The obtained results could be applied for the reconstruction of polygonal mesh models or stl-models. 3D-scanning is possible to apply for getting the high resolution and accurate results for both metallic and non-metallic materials.

Key words: 3D-scanning, fringe-pattern, detalization, point cloud, polygonal mesh model.

Аннотация. В исследовании определяется возможность проведения 3D-сканирования на основе структурированного подсвета с получением облаков точек, которые могут быть реконструированы до полигональных сеточных моделей (stl-модели). 3D-сканирование может выполняться с высокой точностью и быть применено как к металлическим, так и к неметаллическим материалам.

Ключевые слова: 3D-сканирование, структурированный подсвет, детализация, облако точек, полигональная сеточная модель.

Введение

В машиностроительной практике современного производства высоко ценится воспроизводимость результатов и качество изделий, которое утверждается техническим заданием заказчика и закрепляется конструкторской документацией процесса. При таком подходе контроль изготовления изделия осуществляется после каждого производственного шага (послеоперационный контроль, промежуточный контроль, выборочный итоговый контроль и другое). Для контроля геометрии изделия на современных производствах вводится бесконтактный способ контроля, заключающийся в том, что оптическая/лазерная система (3D-сканер, трекер, лидар) либо в режиме онлайн/инлайн, либо в режиме поста проверки контролирует качество полуфабриката или изделия по заданному параметру. Например, по отклонению размеров, по полю допуска. Таким образом решаются сразу две задачи: автоматический контроль размеров и контура геометрии, а также сохранение параметров измерений в общую базу данных (БД) процесса, в которой хранится пошаговая история изготовления изделий.

Условно 3D-сканеры разделяют на оптические и лазерные. В первых типах реализуется технология структурированного подсвета (СП), а во втором – лазерного сканирования. 3D-сканер на СП работает на принципе триангуляции, как и простые лазерные сканеры. Однако, в отличие него, на исследуемый образец проецируются чёрно-белые шаблоны (линии, точки, звёздочки и т.д.). Датчик изображения определяет высоту объекта по всей плоскости проецирования шаблона, состоящего, например, из набора линий (LP), а не по линии, как у лазерного сканера. Далее отражённый свет попадает на чувствительную КМОП-матрицу стереокамер (плоскость формирования изображения), определяется координата точки в пространстве [1]. После получения набора точек или облака точек (ОТ) необходимо провести их сшивку при помощи полигональных

элементов (ПЭ), создавая таким образом полигональную сетку (ПГС). В дальнейшем на ПГС накладывают текстуру для реконструирования фотореалистичной ПГС-модели или stl-модели [2].

Экспериментальные исследования

Для проведения исследований по получению облака точек и stl-моделей высокого разрешения были выбраны две оптические системы RangeVision, работающие по принципу СП. Краткая спецификация систем приведена в таблице 1.

Табл. 1. Техническая спецификация 3D-сканеров RangeVision

Модель	Область сканирования, мм	Размер объекта, мм	Точность 3D-точки	3D-разрешение
Premium	макс. 450x150x400 мин. 66x50x50	1 – 3 000	0,03 – 0,16	0,043 – 0,35
Spectrum	макс. 520x390x390 мин. 133x100x100	10 – 3 000	0,04 – 0,12	0,072 – 0,26

Сканирование проводилось тремя способами, с применением сменных объективов-камер: по большому полю (камеры 9 мм), по малому полю (камеры 25 мм) и совмещённое (сначала камеры 9 мм, затем камеры 25 мм). В качестве объектов исследования были выбраны 6 изделий: машиностроительные изделия (МАШ), образцы для механических испытаний (МИ), сувенирная (СП) и гражданская (ГР) продукции. Подробная информация по выбранным изделиям приведена в таблице 2. Каждое из выбранных изделий имеет свои особенности, которые оказывали влияние на результат и постановку уникальной задачи для 3D-сканирования (таблица 3). Перед проведением 3D-сканирования изделий, поверхности, имевшие высокие отражательные и/или поглощательные способности света, покрывали проявителем (для дефектоскопии), образующий плёнку белого цвета после высыхания. Для СП-2 нанесение проявителя не требовалось.

Табл. 2. Исходные данные по изделиям

№	Название	Маркировка	Описание
1	Рычаг выключения сцепления а/м ВАЗ-21010	МАШ-1	сталь, листовая штамповка, лакокрасочное покрытие
2	Кронштейн а/м ВАЗ-2105 генератора ТЗА	МАШ-2	стальное литьё, без покрытия
3	Металлическое кольцо из проволоки Ø 1,5 мм	МАШ-5	сталь, холодная навивка
4	Дверной ключ	ГР-1	латунь, холодная объёмная штамповка
5	Памятные медали	СП-1	латунь, чеканка
6	Брелок	СП-2	ПВХ, литьё в форму

Табл. 3. Особенности изделий

Маркировка	Особенности
МАШ-1	листовая деталь, толщина листа 2 мм, составная деталь, отверстия и заклёпки, цифровая маркировка
МАШ-2	объёмная деталь, рёбра жёсткости, отверстия, цифровая и буквенная маркировки
МАШ-5	проволока, изгибы, качество обработки концов
ГР-1	объёмная деталь, отверстие, бородка и коронка, буквенная маркировка
СП-1	листовое изделие, рельеф малой высоты
СП-2	небольшая высота, не монохромное изображение, надписи

Результаты исследования

Для получения информации по цифровой и буквенной маркировкам была применена техника совмещённого сканирования при которой сначала проводится сканирование по большому полю, определяются крупные элементы геометрии, а затем по малому полю, детализированное представление локальной области. После этого на этапе объединения ОТ в первый набор ОТ добавляется второй набор ОТ и далее

реконструируется stl-модель. Результаты реализации этого метода отображены на рисунках 1. В случае, если размер локальной области соответствовал размеру всей области сканирования, сканирование проводилось по малому полю (рисунки 2 – 5). Даже при наличии мелких дефектов на поверхности изделий, были получены качественные результаты, удовлетворяющие требованиям, поставленным к задачам. Датчики, встроенные в систему сканирования также позволяют распознавать цвет и реконструировать цветные stl-модели (рисунок 5в).

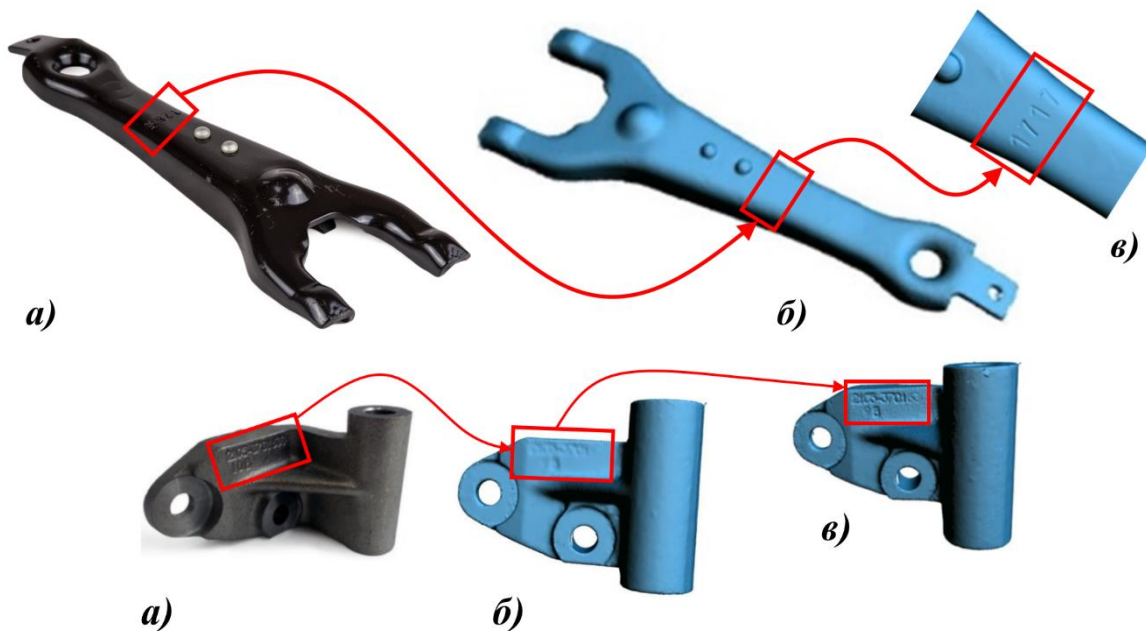


Рис. 1. Изделия МАШ-1 (вверху) и МАШ-2 (внизу): а – исходное изделие; б – stl-модель; в – уточнение облака точек в области

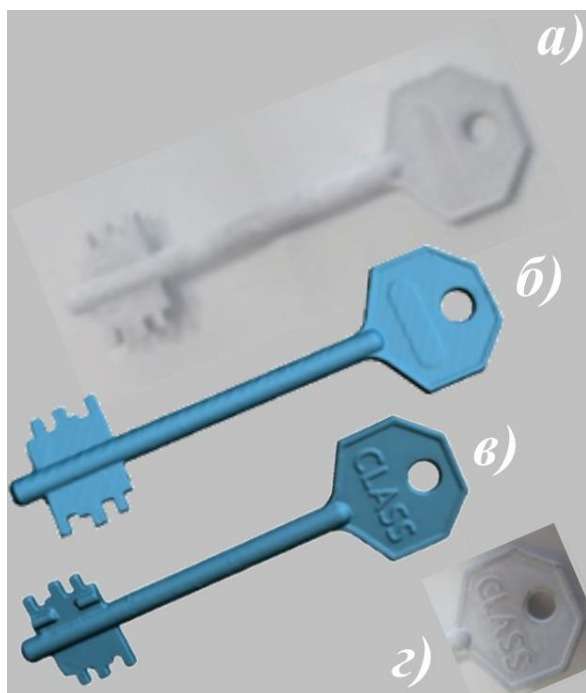


Рис. 3. Изделие МАШ-5: а – исходное изделие; б – stl-модель

Рис. 2. Изделие ГР-1: а – исходное изделие, покрытое белым проявителем; б, в – stl-модель лицевой и оборотной сторон ключа; з – увеличенная надпись на головке ключа

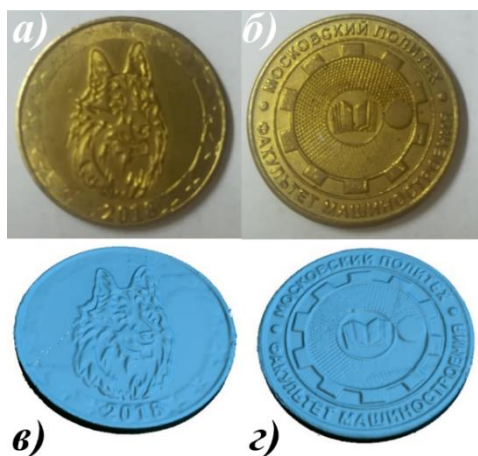


Рис. 4. Изделие СП-1: а, б – исходные геометрии; в, г – stl-модели



Рис. 5. Изделие СП-2: а – исходное изделие; б – stl-модель; в – нанесение цветной текстуры

Выводы

При проведении оптического 3D-сканирования возможно получение высокоточных ОТ, которые могут быть использованы в дальнейшем для построения stl-моделей. Возможно проводить совмещённое 3D-сканирование на нескольких полях с объединением полученных ОТ. Эта разработанная авторами статьи методика позволяет получать высокую детализацию локализованной области. Также возможно получение текстурированной модели с учётом цвета и качества поверхности (макроуровень, видимый глазом человека). Нанесение белого проявителя зависит от оптических свойств поверхности изделия и является обязательным для поверхностей с высокими отражательными и/или поглощательными способностями. Реконструированные на основании ОТ stl-модели могут быть использованы в дальнейшем для проведения численного моделирования, что позволит повысить реалистичность выполняемых расчётных задач [3].

Литература

1. Sansoni, G., M. Trebeschi, and F. Docchio, State-of-the-art and applications of 3D imaging sensors in industry, cultural heritage, medicine, and criminal investigation, *Sensors*, 2009, Vol. 9(1), pp. 568–601, <https://www.mdpi.com/1424-8220/9/1/568/htm> (по состоянию на 04.11.2019).
2. Петров М.А., Эльдиб И.С.А., Исследование процесса 3D-сканирования изделий и создание виртуальных копий изделий для оценки качества внутри производственных линий, *ПРОМ-ИНЖИНИРИНГ* 2018, стр. 202–207.
3. Petrov M.A., El-Deeb I.S.A., Experimental and Numerical Investigations of Mechanical Properties of 3D-Printed Polymeric Samples with Ideal and Roughed Surfaces, *AIP Conference Proceedings*, Vol. 2113, 150021 (2019).

Секция № 9.
ПОСТЕРНАЯ СЕКЦИЯ

**УПРАВЛЕНИЕ МАШИНАМИ И РОБОТАМИ: СОЗДАНИЕ
МИВАРНЫХ СИСТЕМ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ ДЛЯ УПРАВЛЕНИЯ
АВТОНОМНЫМИ ТРАКТОРАМИ И СПЕЦМАШИНАМИ МЧС**
*CONTROL OF VEHICLES AND ROBOTS: CREATING MIVAR DECISION
MAKING SYSTEMS FOR CONTROL OF AUTONOMOUS TRACTORS AND
SPECIAL VEHICLES OF EMERCOM*

Аладин^{1,2} Д.В. – студент, Варламов^{1,2} О.О. – д-р. техн. наук, профессор, Чувиков² Д.А. – канд. техн. наук, Адамова³ Л.Е. – канд. психол. наук, доцент, Сараев^{1,2} Д.В. – аспирант
¹ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э.

Баумана»

²НИИ МИВАР

³АНО ВО «Российский новый университет»

aladin.dv@yandex.ru

Abstract. The article demonstrates the scientific groundwork for the use of the mivar technologies to control autonomous tractors and special vehicles of EMERCOM. The decision-making system of "ROBO!RAZUM" can in real time manage multi-level heterogeneous robotic systems to perform complex actions in conditions of heterogeneous dynamic obstacles and adaptive solution of tasks even with faulty technical vision. The paper identifies the main complexities of the "Tractors" problems, which are successfully solved by the mivar decision making systems for controlling vehicles and robots.

Key words: mivar, mivar nets, artificial intelligence, autonomous road vehicles, decision making system, Wi!Mi, robotic systems, cyber-physical systems.

Аннотация. Показан научный задел по применению миварных технологий для управления автономными тракторами и спецмашинами МЧС. Системы принятия решения «РОБО!РАЗУМ» могут в реальном времени управлять многоуровневыми гетерогенными робототехническими комплексами для выполнения сложных действий в условиях разнородных динамических препятствий и адаптивным решением поставленных задач даже при неисправном техническом зрении. Выявлены основные сложности комплекса задач "трактора", которые успешно решаются миварными системами принятия решений для управления машинами и роботами.

Ключевые слова: мивар, миварные сети, искусственный интеллект, машины, системы принятия решений, КЭСМИ, робототехнические системы, киберфизические системы.

Миварные системы принятия решений для управления машинами и роботами являются развитием миварных технологий, которые сначала были предназначены для создания эволюционных баз данных и правил для адаптивного синтеза интеллектуальных систем [1] в научной области искусственный интеллект (ИИ). Частным случаем таких систем являлись самоорганизующиеся комплексы оперативной диагностики [2]. Только в 2017 году был получен патент на автоматизированное построение маршрута логического вывода в миварной базе знаний [3], который лежит в основе миварных экспертных систем (МЭС). Универсальность применения МЭС позволила говорить о возможности качественного перехода на новый уровень в области искусственного интеллекта [4] и решения широкого спектра практических задач [5] с линейной вычислительной сложностью [6]. Конструктор (оболочка) экспертных систем КЭСМИ Wi!Mi "РАЗУМАТОР" [7] создан и внесен в Реестр Российского программного обеспечения. Создание "РАЗУМАТОРА" позволило реализовать на практике теоретическую гипотезу 2004 года о взаимодействии групп мобильных роботов на основе миварного информационного пространства [8]. Вместе с этим было предложено в качестве метрики

автономности и интеллектуальности робототехнических комплексов (РТК) и киберфизических систем (КФС) использовать метрику продукционных экспертных систем [9], где количество N элементарных правил "Если, То" определяет возможное количество комбинаций в пространстве принятия решений, равное факториалу от N ($N!$). Такое огромное пространство принятия решений является главным ограничением для "умных" машин и роботов, поэтому и было предложено добавить к известным системам траекторного управления автомобилями новый блок: "системы принятия решений" (СПР) [10] на основе миварных технологий логического искусственного интеллекта [11].

В связи с тем, что настоящие автономные автомобили еще только создаются и есть много юридических ограничений на их использование, было принято решение исследовать технологии СПР в проекте по созданию миварных систем контроля за соблюдением правил дорожного движения [12] на основе "Разуматоров" и миварных экспертных систем [13]. В процессе изучения правил дорожного движения и сравнения их с задачей планирования поведения роботов и машин в пространстве состояний на примере известного STRIPS-программирования [14] была создана качественно новая технология МИПРА (MIPRA) для решения задач планирования действий робототехнических комплексов в реальном времени [15], использование которой позволило на несколько порядков ускорить решение задачи "перестановки кубиков в пирамидах". Например, для перестановки 300 произвольных кубиков МИПРА находит алгоритм решения менее, чем за 90 секунд на обычном серийном ноутбуке [15]. Кроме того, напомним, что именно применение миварных экспертных систем позволило на практике создать виртуального русскоязычного текстового консультанта в банковской сфере [16], что позволит создать для машин и роботов систему понимания русских текстов для взаимодействия с людьми и между собой. Теперь желание "поговорить с роботом" и поставить ему задачу точно также, как своему человеку-помощнику вполне реальна. Если же автономные машины или роботы при движении по дорогам попадут в дорожно-транспортное происшествие (ДТП), то и здесь миварные технологии позволят реконструировать события [17] и выявить нарушителя на основе объективных данных и логико-вычислительной обработки.

Таким образом, создан большой научный задел по возможности применения миварных технологий для управления автономными тракторами и спецмашинами МЧС.

Системы принятия решений для управления роботизированными тракторами

Проведенный анализ информации различных Заказчиков, актуальных предметных областей применения тракторов и спецмашин МЧС позволил определить границы и задачи для миварных систем принятия решений. Трактора, спецмашины и РТК на их основе используются для ликвидации последствий чрезвычайных ситуаций и природных катастроф. Такие задачи предъявляют повышенные требования к системам управления (СУ) и порождают большое разнообразие ситуаций. Отметим, что необходима полная автономность РТК при отсутствии каналов связи с операторами, что бывает достаточно часто в чрезвычайных ситуациях. Учитывая возможности миваров и скорость принятия решений >5 млн правил/с, такое расширение требований к СУ не критично. По нашим оценкам, количество продукционных правил для подобных задач не будет превышать сотен тысяч штук. Для краткости будем называть этот комплекс задач МЧС "трактора".

Выявлены следующие важные особенности комплекса задач "трактора":

1) Тракторы и РТК на их основе перемещаются по территории, где динамически изменяются как пути перемещения, так и препятствия на них, а также рельеф местности.

2) РТК являются сложными многоуровневыми устройствами, когда часть такого РТК или отдельный мини-РТК может автономно выполнять некоторые задачи: беспилотный летающий аппарат (БПЛА) исследовать зону МЧС сверху и создавать актуальные карты.

3) В тракторах системы технического зрения (СТЗ) бывают внешними, когда они перемещаются по "полю" при плохой видимости или при неисправности своей СТЗ. Тогда

трактора будут использовать заранее загруженную в СПР "карту", которая оперативно обновляется по данным с внешних СТЗ и с внутренних инерционных датчиков.

4) Трактора могут работать вместе и помогать друг другу решать комплексные задачи (групповое управление РТК). Например, два трактора могут вместе перемещаться по пересеченной местности и если первый трактор "попадает в болото", то второй трактор может вытащить его. Если РТК ломается, то другой может подъехать к нему, провести диагностику и отремонтировать.

5) Интеллектуальные возможности миварных СПР порождают и новые требования к РТК – «тракторам», которые должны быть способны взаимодействовать друг с другом как физически, так и информационно. Например, РТК могут обмениваться информацией по разным физическим каналам, включая оптику по аналогии с людьми. РТК могут сблизаться и по специальному «кабелю» подключаться к друг другу.

6) Трактора должны уметь работать с разными типами препятствий. Например, уже решена задача разделения типов препятствий на два вида: проходимые и непроходимые. Введем третий тип препятствия, который будем называть «сдвигаемое препятствие». Итак, возможно достаточно большое и даже «открытое» множество видов различных препятствий, но все они могут быть учтены в базе знаний миварной СПР, а затем и в работе РТК и их многоуровневых и разнородных группировок.

7) Трактора должны уметь выполнять задачи даже в условиях, когда система технического зрения вышла из строя или не может функционировать из-за погодных условий. В каждом РТК есть карта местности и система инерционных датчиков, которые точно определяют все перемещения РТК и его положение в пространстве. Первый вариант: без зрения на основе ранее загруженной карты строится маршрут и выполняется перемещение по нему на основе информации инерционных датчиков. Если первый РТК упирается в препятствие на свободной дороге, то запускается процедура поиска объезда, которая будет описана в последующих работах.

Пусть у группы РТК есть общая карта и задача по перемещению груза через зону ЧС, где произошли изменения в рельефе и появились препятствия. Трактора объединяют системы технического зрения всех РТК и выполняют актуализацию информации для обновления карты местности. Создается миварный двудольный граф возможных перемещений, где явно выделяются «вершины» – в которых могут находиться РТК и «ребра» – по которым РТК могут перемещаться из одной вершины в другую. Далее группировка РТК в миварной СПР находит маршрут движения, определяет препятствия и по правилам из своей базы знаний выполняет действия по перемещению грузов, если маршрут свободен. Если есть проходимые или сдвигаемые препятствия, то выполняется планирование действий по преодолению этих препятствий и выполнению задачи. Необходимые научные исследования проведены и можно переходить к этапу создания баз знаний и обучения миварных СПР для автономных тракторов и спецмашин МЧС.

Выводы

Определенные элементы искусственного интеллекта уже созданы и миварные системы принятия решения «РОБО!РАЗУМ» могут управлять автономными тракторами и спецмашинами МЧС, которые представляют собой многоуровневые сложные гетерогенные робототехнические комплексы. Эти автономные РТК смогут выполнять задачи и перемещаться в пространстве даже при неисправном техническом зрении РТК с выполнением сложных действий в пути, с возможным использованием внешних систем технического зрения и внутренней картой возможных перемещений в условиях разнородных динамических препятствий и адаптивным решением поставленных задач.

Литература

1. Варламов О.О. Эволюционные базы данных и знаний для адаптивного синтеза интеллектуальных систем. Миварное информационное пространство. - М.: Радио и связь, 2002. - 288 с. ISBN 5-256-01650-4.
2. Варламов О.О. Системный анализ и синтез моделей данных и методы обработки информации в самоорганизующихся комплексах оперативной диагностики // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. - Москва, 2003. – 307 с.
3. Варламов О.О., Хадиев А.М., Чибирова М.О., Сергушин Г.С., Антонов П.Д. Автоматизированное построение маршрута логического вывода в миварной базе знаний // Патент на изобретение RUS 2607995 11.02.2015., опубликовано 11.01.2017, бюл. №2.–43 с.
4. Варламов О. О. Миварный подход как основа качественного перехода на новый уровень в области искусственного интеллекта // Радиопромышленность. 2017. №4. С.13–25.
5. Ostroukh A., N. Surkova, O. Varlamov, V. Chernenky, A. Baldin, Automated process control system of mobile crushing and screening plant // Journal of Applied Engineering Science. – 2018. – 16(3). – Pp. 343-348. DOI: 10.5937/jaes16-15586.
6. Varlamov O. O. Exhaustive elementary-incremental summing up of numbers with linear computational complexity // Avtomatizatsiya i Sovremennye Tekhnologii. 2003. №1. Pp.34-41.
7. Varlamov O.O. Wi!Mi Expert System Shell as the Novel Tool for Building Knowledge-Based Systems with Linear Computational Complexity // International Review of Automatic Control, 2018, 11(6), 314-325. DOI: 10.15866/ireaco.v11i6.15855.
8. Варламов О.О. Системы обработки информации и взаимодействие групп мобильных роботов на основе миварного информационного пространства // Искусственный интеллект. 2004. № 4. С. 695—700.
9. Варламов О.О. О метрике автономности и интеллектуальности робототехнических комплексов и киберфизических систем // Радиопромышленность. 2018. № 1. С. 74-86.
10. Shadrin S. S., Varlamov O. O., Ivanov A. M. Experimental autonomous road vehicle with logical artificial intelligence // Journal of Advanced Transportation. – 2017. – Vol. 2017. – 10 p. DOI: 10.1155/2017/2492765.
11. Varlamov O.O., Chuvikov D.A., Aladin D.V., et al. Logical artificial intelligence Mivar technologies for autonomous road vehicles // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – 534(1). – 012015. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012015.
12. Варламов О.О., Аладин Д.В. О создании миварных систем контроля за соблюдением правил дорожного движения на основе "Разуматоров" и экспертных систем // Радиопромышленность. – 2018. – № 28(2). – С. 25-35. DOI: 10.21778/2413-9599-2018-2-25-35.
13. Aladin D. V., O. O. Varlamov, D. A. Chuvikov, et al. Logic-based artificial intelligence in systems for monitoring the enforcing traffic regulations // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – 534(1). – 012025. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012025.
14. Варламов О.О., Аладин Д.В. О применении миварных сетей для интеллектуального планирования поведения роботов в пространстве состояний // Известия Кабардино-Балкарского научного центра РАН. 2018. № 6-2 (86). С. 75-82.
15. Варламов О.О., Аладин Д.В. Успешное применение миварных экспертных систем для MIPRA - решения задач планирования действий робототехнических комплексов в реальном времени // Радиопромышленность. – 2019. – № 29(3). – С. 15-25. DOI: 10.21778/2413-9599-2019-29-3-15-25.
16. Адамова Л.Е., Варламов О.О., Осипов В.Г., Чувииков Д.А. О практической реализации миварного виртуального русскоязычного текстового консультанта в банковской сфере // Известия Кабардино-Балкарского научного центра РАН. 2018. № 6-2 (86). С. 10-17.
17. Chuvikov D.A., Varlamov O.O., Aladin D.V., et al. Mivar models of reconstruction and expertise of emergency events of road accidents // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. – 2019. – 534(1). – 012007. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012007.

УПРАВЛЕНИЕ МАШИНАМИ И РОБОТАМИ: СОЗДАНИЕ БАЗ ЗНАНИЙ ДЛЯ МИВАРНЫХ СИСТЕМ ПРИНЯТИЯ РЕШЕНИЙ РОБОТОВ И АВТОМОБИЛЕЙ

CONTROL OF VEHICLES AND ROBOTS: CREATING OF KNOWLEDGE

BASES FOR MIVAR DECISION MAKING SYSTEMS ROBOTS AND VEHICLES

Аладин^{1,2} Д.В. – студент, Варламов^{1,2} О.О. – д-р. техн. наук, профессор, Адамова³ Л.Е. – канд. психол. наук, доцент, Чувигов² Д.А. – канд. техн. наук, Сараев^{1,2} Д.В. – аспирант
¹ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени

Н.Э. Баумана»

²НИИ МИВАР

³АНО ВО «Российский новый университет»

aladin.dv@yandex.ru

Abstract. An important element of vehicle and robot control is a decision-making system based on production rules and cause-and-effect relationships. For example, driverless cars need to know the traffic rules in conditions the real world. The article shows how young scientists and students of the department "Information Processing and Control Systems" of the Bauman Moscow State Technical University successfully create production knowledge bases for the mivar decision-making systems of unmanned vehicles and robotic systems. The paper proposes to actively use our experience in all educational and scientific institutions, which solve the problem of controlling vehicles and robots.

Key words: mivar, mivar nets, artificial intelligence, autonomous road vehicles, decision making system, Wi!Mi, robotic systems, cyber-physical systems.

Аннотация. Важным элементом управления машинами и роботами является система принятия решений на основе продукционных правил и причинно-следственных связей. Например, беспилотные автомобили должны знать правила дорожного движения в реальной обстановке. Показано, как молодые ученые и студенты кафедры «Системы обработки информации и управления» МГТУ им. Н.Э. Баумана успешно создают продукционные базы знаний для миварных систем принятия решений беспилотных автомобилей и робототехнических комплексов. Предложено активно использовать наш опыт во всех учебных и научных заведениях, где решают задачи управления машинами и роботами.

Ключевые слова: мивар, миварные сети, искусственный интеллект, беспилотные автомобили, системы принятия решений, КЭСМИ, робототехнические системы, киберфизические системы.

Как известно, в России в области искусственного интеллекта (ИИ) были предложены новые миварные технологии обработки информации: эволюционного накопления и быстрого логического вывода (и автоматического конструирования алгоритмов), что позволило снять ограничение NP-полноты логического вывода за счет кардинального снижения его вычислительной сложности до линейной [1, 2]. В 2017 году был получен патент на миварный способ логического вывода [3]. В настоящее время, наши исследования продолжаются в НИИ МИВАР и на кафедре ИУ-5 МГТУ им. Н.Э. Баумана. Уже несколько лет мы обучаем студентов работе с программным комплексом «КЭСМИ Wi!Mi (РАЗУМАТОР)» (входит в Реестр Российского программного обеспечения Минкомсвязи России), который на обычном ноутбуке способен обрабатывать более 5 млн правил/с. Отметим, что этот программный комплекс учебным и научным заведениям для научной и преподавательской деятельности предоставляется бесплатно.

Важно подчеркнуть, что миварные технологии успешно применяются на логическом уровне исследований в ИИ во всех основных направлениях [4] для разработки

интеллектуальных систем, АСУ [5], систем поддержки принятия решений [6], управления мобильными роботами [7] и беспилотными автомобилями [8], а также для анализа дорожно-транспортных происшествий [9], имитационного и экспертного моделирования [10]. В 2018 году была предложена новая метрика автономности и интеллектуальности робототехнических комплексов (РТК) и киберфизических систем (КФС) [11], основанная на измерении количества продукционных правил и действий РТК и КФС в возможных ситуациях: чем больше возможностей элементарных действий РТК, тем сложнее может быть его поведение. А в целом количество комбинаций различных ситуаций определяется факториалом от количества элементарных правил-действий. Для управления мобильными роботами и автомобилями разработаны: миварные системы контроля за соблюдением правил дорожного движения на основе "РАЗУМАТОРОВ" и экспертных систем [12]. С 2018 года миварные технологии начали использоваться для интеллектуального планирования поведения роботов в пространстве состояний [13] и предложен новый алгоритм МИПРА, заменяющий STRIPS-планирование [14]. Важно отметить, что для общения роботов и машин на естественном языке с людьми и между собой может быть использован миварный виртуальный русскоязычный текстовый консультант [15]. Подчеркнем, что на английском языке также начаты публикации по тематике миварных технологий [16] для беспилотных автомобилей [17], анализа и реконструкции ДТП [18] и управления дорожным движением [19].

Системы принятия решений для управления машинами и роботами

В настоящее время активно развиваются исследования в области управления машинами и роботами, например, для беспилотного транспорта. Системы технического зрения успешно создаются на основе рефлексного уровня исследований в области ИИ путем активного использования нейросетевых технологий. Однако, для принятия решений в сложных и нестандартных ситуациях необходимо применять логический уровень, где в последнее время успешно используются миварные технологии создания экспертных систем. Важно отметить, что причинно-следственные зависимости в виде продукционных правил в формализме "Если - То" позволяют формализовать, например, правила дорожного движения (ПДД).

В рамках научно-исследовательской работы студентов (НИРС) на кафедре ИУ-5 применяются миварные системы принятия решений (СПР) для беспилотных автомобилей и автономных робототехнических комплексов (РТК). В 2018-2019 годах наши студенты исследовали область создания СПР для обучения правилам дорожного движения беспилотных автомобилей.

Было принято решение разделить ПДД на несколько разделов и одновременно создавать все необходимые базы знаний. Из наших студентов и молодых ученых был выбран и назначен руководитель проекта, который координировал работы и определял форматы представления знаний. Было выявлено, что еще до внесения правил в программном комплексе КЭСМИ необходимо создать миварные таблицы для быстрого, "дружественного" и удобного создания миварных баз знаний по ПДД. Такие таблицы позволяют проверять и верифицировать на противоречивость и достаточность исходных данных.

Приведем пример части миварной таблицы для раздела № 15 пункта № 1 (редакция от 1 января 2019 года). Правило формулируется следующим образом: «Водители транспортных средств могут пересекать железнодорожные пути только по железнодорожным переездам, уступая дорогу поезду (локомотиву, дрезине)». Данное правило прошло предварительную формализацию с учетом ранее выявленных параметров предметной области, результат которой представлен в табл. 1.

Табл. 1. Пример представление правила ПДД в виде миварной таблицы

Подправило	Формальное описание			
	ЕСЛИ		, ТО	
	Параметр	Значение	Параметр	Значение
15.1.1 Наличие железнодорожного переезда	Приближается поезд (дрезина и т.п.)	ИСТИНА	Пересечение ж/д путей запрещено	ИСТИНА
	Стоит поезд (дрезина и т.п.)	ИСТИНА	Пересечение ж/д путей запрещено	ИСТИНА
	Поезд отсутствует (дрезина и т.п.)	ИСТИНА	Пересечение ж/д путей разрешено	ИСТИНА
15.1.2 Отсутствие железнодорожного переезда	Приближается поезд (дрезина и т.п.)	ИСТИНА	Пересечение ж/д путей запрещено	ИСТИНА
	Стоит поезд (дрезина и т.п.)	ИСТИНА	Пересечение ж/д путей запрещено	ИСТИНА
	Поезд отсутствует (дрезина и т.п.)	ИСТИНА	Пересечение ж/д путей запрещено	ИСТИНА

По завершению НИРС были разработаны методики формирования миварных моделей знаний и получен материал для создания миварных баз знаний. Кроме того, в настоящее время разрабатывается технология "сборки" различных баз знаний в общую систему знаний по ПДД. Созданные миварные сети исследуются на макетах, как виртуальных, так и физических.

Выводы

Таким образом, можно утверждать, что отдельные системы Искусственного интеллекта уже созданы и когнитологи (миварные аналитики) активно обучают его разным предметным областям. Создается новая и очень перспективная профессия будущего: "миварный когнитолог", который занимается созданием баз знаний в формализме миварных сетей для управления машинами и роботами. В дополнение к существующим системам управления для беспилотных автономных автомобилей можно применять миварные системы принятия решений, которые способны обеспечить знание роботами правил дорожного движения на логическом уровне принятия решений. Студенты кафедры ИУ-5 МГТУ им. Н.Э. Баумана уже несколько лет успешно осваивают программный комплекс КЭСМИ WiMi и с энтузиазмом создают базы знаний по правилам дорожного движения и другие, предназначенные для управления машинами и роботами. Предлагаем использовать наш опыт обучения и работы по созданию миварных баз знаний для управления машинами и роботами в учебных и научных заведениях.

Литература

1. Варламов О.О. Эволюционные базы данных и знаний для адаптивного синтеза интеллектуальных систем. Миварное информационное пространство. - М.: Радио и связь, 2002. - 288 с. ISBN 5-256-01650-4.
2. Варламов О.О. Системный анализ и синтез моделей данных и методы обработки информации в самоорганизующихся комплексах оперативной диагностики // Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. - Москва, 2003. – 307 с.
3. Варламов О.О., Хадиев А.М., Чибирова М.О., Сергушин Г.С., Антонов П.Д. Автоматизированное построение маршрута логического вывода в миварной базе знаний // Патент на изобретение RUS 2607995 11.02.2015., опубликовано 11.01.2017, бюл. №2.–43 с.
4. Варламов О. О. Миварный подход как основа качественного перехода на новый уровень в области искусственного интеллекта // Радиопромышленность. 2017.№4.С.13–25.
5. Ostroukh, A., Surkova, N., Varlamov, O., Chernenky, V., Baldin, A. Automated process control system of mobile crushing and screening plant // Journal of Applied Engineering Science, 2018, 16(3), 343-348. DOI:10.5937/jaes16-15586

6. Varlamov, O.O. Wi!Mi Expert System Shell as the Novel Tool for Building Knowledge-Based Systems with Linear Computational Complexity // *International Review of Automatic Control*, 2018, 11(6), 314-325. DOI: 10.15866/ireaco.v11i6.15855.
7. Варламов О.О. Системы обработки информации и взаимодействие групп мобильных роботов на основе миварного информационного пространства // *Искусственный интеллект*. 2004. № 4. С. 695—700.
8. Shadrin S. S., Varlamov O. O., Ivanov A. M. Experimental autonomous road vehicle with logical artificial intelligence // *Journal of Advanced Transportation*. – 2017. – Vol. 2017. – 10 p. DOI: 10.1155/2017/2492765.
9. Чувилов Д.А. Об экспертной системе «Анализ ДТП», основанной на концепции миварного подхода // *Проблемы искусственного интеллекта*. 2017. № 2 (5). С. 78-88.
10. Чувилов Д.А. Применение экспертного моделирования в получении новых знаний человеком // *Радиопромышленность*. – 2017. – № 2. – С. 72-80.
11. Варламов О.О. О метрике автономности и интеллектуальности робототехнических комплексов и киберфизических систем // *Радиопромышленность*. 2018. № 1. С. 74-86.
12. Варламов О.О., Аладин Д.В. О создании миварных систем контроля за соблюдением правил дорожного движения на основе "РАЗУМАТОРОВ" и экспертных систем // *Радиопромышленность*. 2018. № 2. С. 25-35. DOI: 10.21778/2413-9599-2018-2-25-35.
13. Варламов О.О., Аладин Д.В. О применении миварных сетей для интеллектуального планирования поведения роботов в пространстве состояний // *Известия Кабардино-Балкарского научного центра РАН*. 2018. № 6-2 (86). С. 75-82.
14. Варламов О.О., Аладин Д.В. Успешное применение миварных экспертных систем для MIPRA - решения задач планирования действий робототехнических комплексов в реальном времени. *Радиопромышленность*. 2019. № 29(3). С. 15-25. DOI: 10.21778/2413-9599-2019-29-3-15-25.
15. Адамова Л.Е., Варламов О.О., Осипов В.Г., Чувилов Д.А. О практической реализации миварного виртуального русскоязычного текстового консультанта в банковской сфере // *Известия Кабардино-Балкарского научного центра РАН*. 2018. № 6-2 (86). С. 10-17.
16. O. O. Varlamov, Exhaustive elementary-incremental summing up of numbers with linear computational complexity. *Avtomatizatsiya i Sovremennye Tekhnologii*. 1, 34-41 (2003).
17. O. O. Varlamov, D. A. Chuvikov, D. V. Aladin, L. E. Adamova, V. G. Osipov, Logical artificial intelligence Mivar technologies for autonomous road vehicles. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 534(1), 012015 (2019). DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012015.
18. D. A. Chuvikov, O. O. Varlamov, D. V. Aladin, V. M. Chernenkiy, A. V. Baldin, Mivar models of reconstruction and expertise of emergency events of road accidents. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 534(1), 012007 (2019). DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012007.
19. D. V. Aladin, O. O. Varlamov, D. A. Chuvikov, V. M. Chernenkiy, E. A. Smelkova, A. V. Baldin, Logic-based artificial intelligence in systems for monitoring the enforcing traffic regulations. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. 534(1), 012025 (2019). DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012025.

**УПРАВЛЕНИЕ МАШИНАМИ И РОБОТАМИ: СОЗДАНИЕ СИСТЕМ
ПЛАНИРОВАНИЯ В ПРОСТРАНСТВЕ СОСТОЯНИЙ (МИПРА)
CONTROL OF VEHICLES AND ROBOTS: CREATING OF PLANNING
SYSTEMS IN THE STATE-SPACE (MIPRA)**

Аладин^{1,2} Д.В. – студент, **Варламов^{1,2} О.О.** – д-р. техн. наук, профессор, **Чувиков² Д.А.** – канд. техн. наук, **Адамова³ Л.Е.** – канд. психол. наук, доцент, **Федосеев^{1,2} Д.А.** – студент
¹ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени

Н.Э. Баумана»

²НИИ МИВАР

³АНО ВО «Российский новый университет»

aladin.dv@yandex.ru

Abstract. The use of the mivar expert systems allows to solve a new class of problems of automatic planning of robot actions in the state-space, which was previously called STRIPS-planning. The results of the study of the Mivar-based intelligent planner of robot actions (MIPRA) made it possible to prepare justify the application of the mivar technologies with significant reduction of computational complexity of solving the planning problems of robot actions, their groupings, multi-level heterogeneous robotic systems and cyber-physical systems a variety of deployment and destination, which is an important topic in the control of vehicles and robots. Moreover, the solving of planning problems makes it possible to develop driver assistance systems faster and move to the creation of a fully autonomous smart vehicle.

Key words: mivar, mivar networks, decision support system, expert systems, autonomous wheeled vehicles, logical artificial intelligence, driver assistance system, MIPRA, STRIPS, GPS, blocks-world.

Аннотация. Применение миварных экспертных систем позволяет решать новый класс задач по автоматическому планированию действий роботов в пространстве состояний, которое ранее называли STRIPS-планирование. Результаты исследования миварной системы планирования действий роботов и роботизированных средств (МИПРА) позволили подготовить обоснования применения миварных технологий с существенным снижением вычислительной сложности решения задач планирования деятельности роботов, их группировок, многоуровневых разнородных робототехнических комплексов и киберфизических систем различного базирования и назначения, что является важным разделом в управлении машинами и роботами. Более того, решение задач планирования дает возможность быстрее развивать системы помощи водителю и перейти к созданию полностью автономного умного автомобиля.

Ключевые слова: мивар, миварные сети, система принятия решений, экспертные системы, беспилотные автомобили, логический искусственный интеллект, системы помощи водителям, МИПРА, STRIPS, GPS, Blocks World.

Для управления машинами и роботами необходимо решать задачи планирования в пространстве состояний. Представляется важным исследовать на новом уровне задачи, которые относятся к классу STRIPS-планирования [1] в модифицированном классическом домене Blocks World (мир кубиков) [2]. Важность решения в реальном времени задач интеллектуального планирования только возрастает, благодаря открытию новых методов и инструментов для обучения свёрточных [2] и рекуррентных нейронных сетей [3], применения моделей знакового мира [4] в качестве основы для приобретения и поддержания знаний для будущего использования в планировании поведения [5].

Нами предложен новый подход по применению миварных экспертных систем [6] с линейной вычислительной сложностью логического вывода [7] для решения задачи планирования в пространстве состояний. Ранее миварный подход и программный продукт

"РАЗУМАТОР", на котором основан КЭСМИ Wi!Mi, был успешно применен для АСУ [8] и создания систем принятия решений для умных беспилотных автомобилей [9]. Кроме того, в нашей работе были сделаны архитектурные решения миварной системы контроля (МСК) правил дорожного движения (ПДД) [10], которые помогли быстро решить задачу разработки миварной интеллектуальной системы планирования действий робота и робототехнических транспортных комплексов (РТК), которая сокращенно называется – МИПРА [11] "Mivar-based intelligent planner of robot actions" (MIPRA).

Описание задачи миварного планирования действий РТК

Домен задачи, в котором функционирует МИПРА, детально описан в работах [1, 11]. Задача планирования действий по перестановке кубиков для робототехнических комплексов (РТК), к которым по сути относятся машины и роботы, является модификацией классического домена Blocks World [2]. В этом домене есть только: кубики, стол и робот. Из кубиков создают башни различной высоты, в том числе и высотой в один кубик. Всего по условиям задачи на столе можно расположить максимально М башен. Тогда задача планирования РТК состоит в следующем: надо построить план действий робота для перестроения из исходного состояния башен из кубиков в пространстве в искомое состояние башен. Важное ограничение: робот оснащен только одной рукой-манипулятором для перемещения кубиков и инструментами технического зрения, позволяющими распознавать положение кубиков в пространстве.

Покажем переход от архитектурных решений МСК ПДД [10] к созданию логического интеллектуального планировщика МИПРА [11]. Структурная схема МСК ПДД показана на рис. 1. На вход в систему поступают данные от систем технического зрения, сенсоров автомобиля и навигатора, затем информация проходит обработку под формат параметров миварных моделей. Эти модели создаются заранее экспертами в кооперации с когнитологами - инженерами по знаниям. Подчеркнем, что миварные модели соответствуют разделам правил дорожного движения. Далее полученные параметры сохраняются в рабочей памяти – области памяти, в которой накапливается множество фактов, описывающих текущее состояние предметной области, которое представляет собой описание дорожной ситуации. Для решения задачи составления рекомендаций по управлению транспортным средством (или контроля соблюдения правил) передам в систему описание текущей дорожной ситуации, а РАЗУМАТОР выполняет автоматическое конструирование (построение) алгоритма совершения маневра. Затем каждый шаг помещается в стек действий и полученный набор отправляется в систему информирования водителя, тем самым завершая обработку задачи.



Рис. 1. Архитектура МСК ПДД

Для решения задачи контроля ПДД, когда от системы требуется произвести оценку действий водителя, на вход системы вместе с характеристиками дорожной ситуации подается информация о совершенном маневре. В КЭСМИ «РАЗУМАТОРе» происходит конструирование алгоритма из набора требуемых от водителя действий и полученный набор действий (алгоритм) сравнивается действиями, которые совершил водитель, а полученный результат выдается в систему информирования водителя. Совершенно понятно, что результат оценки действий водителя может передаваться хозяину машины, страховой компании, диспетчеру в случае работы по перевозке грузов или людей или сразу в ГИБДД для принятия мер по наказанию нарушителей.

Описанная МСК ПДД была опубликована в начале 2018 года [10], а в начале работ по планированию действий машин и роботов было выявлено, что эти архитектурные решения могут успешно применяться в разработке МИПРА [11]. Рассмотрим архитектуру МИПРА, которая показана на рис. 2. Как видно из рисунков 1 и 2, в архитектурах МИПРА и МСК ПДД есть отличия, которые определяются информационными потоками. В систему МИПРА поступает задача планирования и по ней генерируется (в некоторых случаях - автоматически) миварная сеть описания предметной области задачи. Алгоритм генерации моделей предназначен для декомпозиции задачи планирования на подцели. Последовательное достижение подцелей приводит к решению задачи. План шага представляет собой набор действий, выполняя которые последовательно можно приблизиться к достижению промежуточной цели. После выполнения шага в МИПРА анализируется информация о текущем состоянии и строится новый план действий шага, который выдается на исполнение роботу. Далее в уменьшающемся цикле «загрузка текущей ситуации → генерация плана выполнения шага» достигаются все промежуточные цели и, следовательно, находится решение задачи перестановки кубиков в башнях.



Рис. 2. Архитектура МИПРА

Важно подчеркнуть, что все практические эксперименты [11] показали, что вместо многих часов и мощных многопроцессорных серверов миварный планировщик на обычном компьютере решает задачи по перестановке даже 300 кубиков менее чем за 90 секунд. При этом МИПРА создает автоматически миварную модель с 3311 параметрами и 1200 правилами, что при других подходов требует полного перебора и вычислительная сложность будет составлять $1200!$ (факториал) и потребует для решения миллиарды лет. Теоретический базис, испытательный стенд и практические результаты, полученные в разработке МИПРА, были применены в дальнейшей реализации МСК ПДД. Полученные нами теоретические результаты позволят реализовать на практике проект [12], который условно называют: «умные автомобили на умных дорогах и в умном городе» [13].

Выводы

Миварный подход и архитектурные решения, применённые при разработке МСК ПДД, позволили перейти к разработке систем нового класса – логически рассуждающих интеллектуальных планировщиков. Созданный программный продукт МИПРА, основанный на миварном «Разуматоре», качественно снижает вычислительную сложность и во много раз (на порядки) ускоряет время построения алгоритма для решения задач планирования действий робота (STRIPS) по перестановке кубиков в домене Blocks World.

Литература

1. Fikes R., Nilsson N. STRIPS: A new approach to the application of theorem proving to problem solving // *Artificial Intelligence*. – 1971. – N 2. – P. 189-208.
2. Ayunts E., Panov A. I. Task Planning in “Block World” with Deep Reinforcement Learning. In: *Biologically Inspired Cognitive Architectures (BICA) for Young Scientists*. Springer, 2017, pp. 3–9. DOI: 10.1007/978-3-319-63940-6_1.
3. Svaco M., Jerbic B., Polancec M., Suligoj F. A Reinforcement Learning Based Algorithm for Robot Action Planning. In: *Advances in Service and Industrial Robotics, RAAD 2018, Mechanisms and Machine Science*, vol 67. Springer, Cham, pp. 493–503.
4. Panov A. I. Behavior planning of intelligent agent with sign world model // *Biologically inspired cognitive architectures*. – 2017. – Vol. 19. – Pp. 21-31. DOI: 10.1016/j.bica.2016.12.001.
5. Osipov G. S., Panov A. I., Chudova, N. V. Behavior control as a function of consciousness. II. Synthesis of a behavior plan // *Journal of Computer and Systems Sciences International*. – 2015. – Vol. 54, iss. 6. – Pp. 882-896. DOI: 10.1134/S106423071505010X.
6. Варламов О.О. Эволюционные базы данных и знаний для адаптивного синтеза интеллектуальных систем. Миварное информационное пространство. - М.: Радио и связь, 2002. - 288 с. ISBN 5-256-01650-4.
7. Varlamov O.O. Wi!Mi Expert System Shell as the Novel Tool for Building Knowledge-Based Systems with Linear Computational Complexity // *International Review of Automatic Control*. 2018. Vol. 11, No. 6. – Pp. 314-325. DOI: 10.15866/ireaco.v11i6.15855.
8. A. Ostroukh, N. Surkova, O. Varlamov, V. Chernenky, A. Baldin, Automated process control system of mobile crushing and screening plant // *Journal of Applied Engineering Science*. – 2018. – 16(3). – Pp. 343-348. DOI: 10.5937/jaes16-15586.
9. Shadrin S. S., Varlamov O. O., Ivanov A. M. Experimental autonomous road vehicle with logical artificial intelligence // *Journal of Advanced Transportation*. – 2017. – Vol. 2017. – 10 p. DOI: 10.1155/2017/2492765.
10. D. V. Aladin, O. O. Varlamov, D. A. Chuvikov, et al. Logic-based artificial intelligence in systems for monitoring the enforcing traffic regulations // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2019. – 534(1). – 012025. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012025.
11. Варламов О.О., Аладин Д.В. Успешное применение миварных экспертных систем для МИПРА - решения задач планирования действий робототехнических комплексов в реальном времени // *Радиопромышленность*. – 2019. – № 29(3). – С. 15-25. DOI: 10.21778/2413-9599-2019-29-3-15-25.
12. Varlamov O.O., Chuvikov D.A., Aladin D.V., et al. Logical artificial intelligence Mivar technologies for autonomous road vehicles // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2019. – 534(1). – 012015. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012015.
13. Chuvikov D.A., Varlamov O.O., Aladin D.V., et al. Mivar models of reconstruction and expertise of emergency events of road accidents // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. – 2019. – 534(1). – 012007. DOI: 10.1088/1757-899X/534/1/012007.

**ПОДХОД К РАЗРАБОТКЕ БИНАРНОГО ФОРМАТА
КРОССПЛАТФОРМЕННЫХ 3D-МОДЕЛЕЙ**
*APPROACH TO CROSS-PLATFORM 3D-MODELS BINARY FORMAT
DEVELOPMENT*

Алпатова¹ М.В. – аспирант, ассистент кафедры ИиИТ, Демидов¹ Д.Г. – к.т.н., доцент кафедры ИиИТ, Винокур¹ А.И. – д.т.н, директор ИПИТ, Крупенин² В.Л. – д.т.н., г.н.с.

¹Московский политехнический университет

²Институт машиноведения РАН

vrisk.serket@gmail.com

Abstract. The article considers the process of analysis, processing and compression of 3D objects for their further transfer to the end user over the network. The question of the necessity to optimize the disk space occupied by 3D models with textures and converting content into a compatible format for any robotic systems is discussed. Comparison of a developed binary format with analogues is resulted.

Keywords: Artificial vision, robotics, 3D content, compression, augmented reality

Аннотация. В статье рассматривается процесс анализа, обработки и сжатия трехмерных объектов. Поднимается вопрос о необходимости оптимизации занимаемого 3D-моделями с текстурами места на диске и преобразовании контента в совместимый формат для любых робототехнических систем. Приводится сравнение разрабатываемого бинарного формата с аналогами.

Ключевые слова: искусственное зрение, робототехника, трехмерные модели, сжатие, дополненная реальность

Введение

В эпоху развития технологий компьютерного зрения и машинного обучения проблема передачи информации в виде трехмерного контента становится всё более актуальной. Еще в 2012 году сама идея устройства Google Glass продемонстрировала крайнюю необходимость в разработке инновационных способов потоковой передачи медиаконтента [5]. AR технология не является единственной, где необходимо внедрять новые требования к формату контента.

Применимо к области робототехники нельзя не упомянуть вклад машинного зрения в процессы контроля качества выпускаемой на производстве продукции. Путем 3D-сканирования выпускаемых образцов и их последующего сравнения с эталонной моделью можно выявить брак, а при помощи очков дополненной реальности легко продемонстрировать работникам проблемные участки, требующие исправления [3].

Постановка задачи

Для создания ML модели для распознавания объектов компьютером разработчику может быть необходимо использовать особенный набор данных и параметров, описывающих свойства изучаемого объекта. Такую дополнительную информацию невозможно включить в сторонние форматы, которые не были для нее разработаны.

Выходом из данной ситуации является создание собственного бинарного формата 3D моделей, хранящего в себе информацию, как и о геометрии объекта, так и обо всех картах текстур, а также необходимой дополнительной информации об объекте. Применение алгоритмов сжатия без потерь позволит упаковать наши данные о геометрии вместе с изображениями с наименьшими затратами по занимаемому дисковому пространству выходным файлом.

Этапы подготовки бинарной модели

Первым этапом разработчик 3D-объектов подготавливает трехмерный объект в формате DAE [4] и выкладывает его на сервер вместе с архивом из карт текстур. С этого момента начинается процесс автоматизации, который заключается в обработке

информации о модели и преобразовании ее в наиболее оптимальный формат.

Вторым этапом создается не сжатый бинарный файл, содержащий в себе данные о геометрии модели и картах текстур.

Заключительным этапом производится сжатие модели. Для уменьшения размеров передаваемого объекта можно применять различные методы сжатия, однако для гарантии успешной распаковки файла на конечном устройстве необходимо использовать популярные алгоритмы сжатия. Одним из таких алгоритмов является DEFLATE, являющийся комбинацией из алгоритма Хаффмана и LZ77, также используемый в повсеместно распространенном формате архивов – GZIP [6].

Проверка эффективности бинарного формата 3D-моделей

Для проверки целесообразности использования описанного метода упаковки трехмерных моделей проведем сравнительный анализ исходного размера файлов с конечным. Для сравнения качества полученного формата (в таблицах и графиках ниже указан под названием BFM – Binary Format Model) возьмем аналогичные бинарные форматы, используемые компаниями Apple (USDZ) [1] и Google (GLB) [2] в браузерных приложениях с дополненной реальностью.

В первую очередь сравним степень сжатия геометрии модели без текстур. Для эксперимента было взято 12 моделей формата DAE с общим количеством треугольников в меше от 500 до 300000 единиц. На рис. 1 представлено три графика зависимости размера выходного файла от сложности геометрии исходной модели.

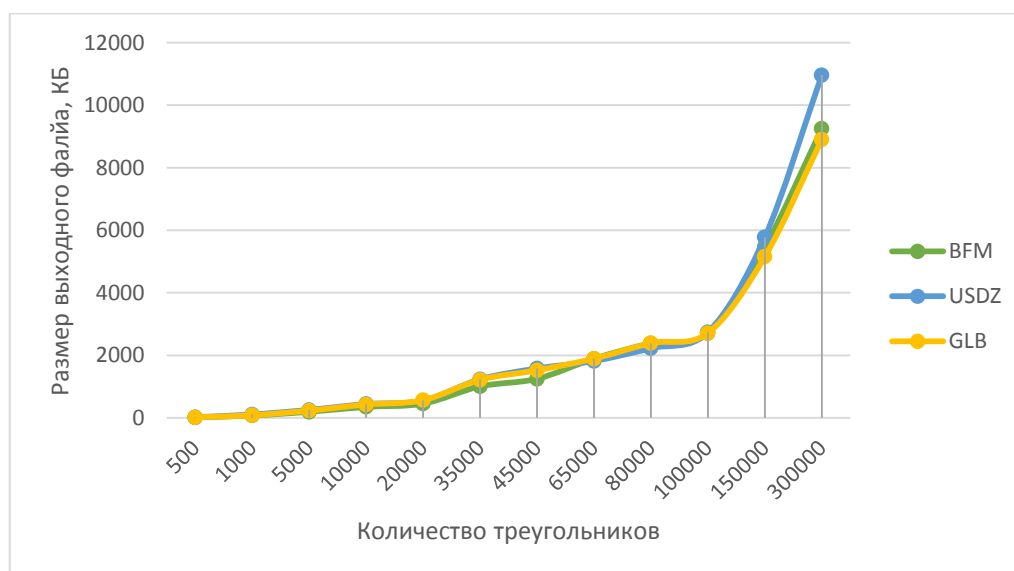


Рис. 1 График зависимости размера конечного файла от сложности геометрии модели

Из рисунка выше можно наблюдать экспоненциальную зависимость размера конечного файла от количества информации о геометрии 3D-моделей, которая свойственна всем трем исследуемым форматам.

Рассмотрим сжатие карт текстур. Возьмем 10 архивов разного объема от 200 до 7000 КБ. В каждом архиве присутствует 4 типа текстур:

- Diffuse (Карта цвета)
- Normal (Карта рельефа)
- Metallic (Карта отражений)
- Roughness (Карта шероховатости)

На рис. 2 демонстрируется разница между исходным размером архива и его сжатым вариантом. Все образцы были отсортированы по возрастанию своего размера на диске (таб. 1).

Таб. 1 Данные о входных и выходных размерах текстур

Номер образца	Размер архива с текстурами, КБ	Размер сжатого архива, КБ
1	200	2793
2	670	1478
3	2480	3321
4	3070	3153
5	3440	1806
6	3530	372
7	6080	1736
8	6530	1900
9	6540	1499
10	6950	1011

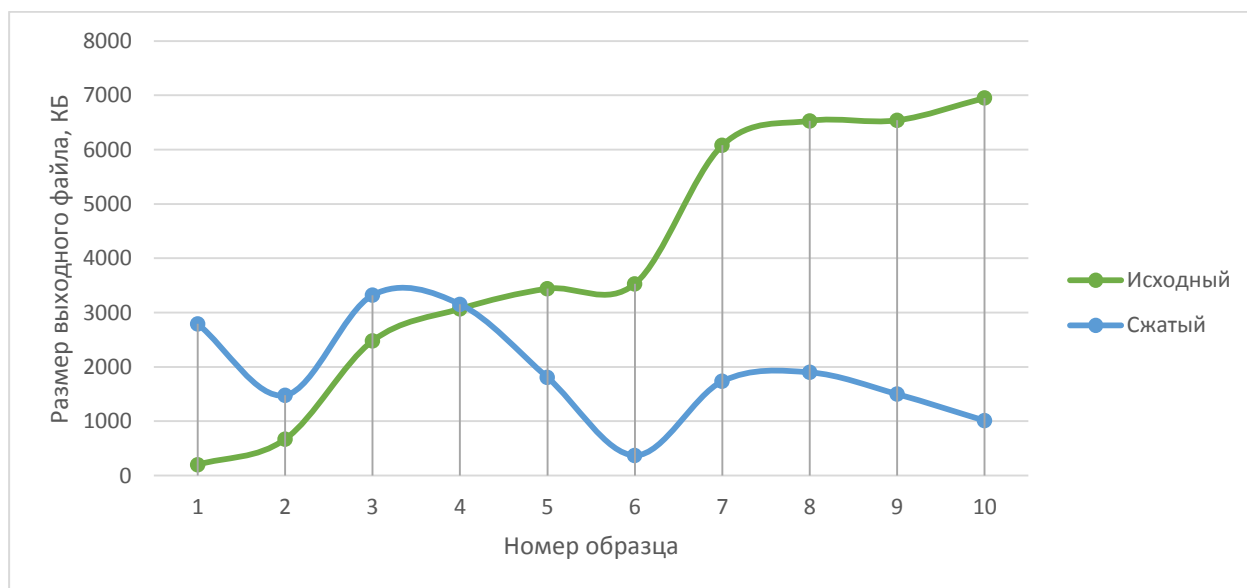


Рис. 2 Данные о входных и выходных размерах текстур

Приведенные данные демонстрируют преимущество сжатия карт текстур объемом свыше 3 МБ, в противном случае информация для кодирования может занимать больше места чем первичный объем данных. В среднем размер архива уменьшился в 2 раза, а максимально в 7 раз по сравнению с исходным.

В таб. 2 указаны все параметры исходных файлов и итоговые размеры бинарного формата моделей, в который включены и геометрия, и карты текстур. На графике ниже (рис. 3) можно заметить, что зависимость размера выходного файла повторяет график функции сжатого образца из рис. 2. Однако у рассматриваемых трех форматов наблюдается различная амплитуда зависимостей. При этом у нашего формата эта амплитуда является наименьшей, а исходный размер стабильно ниже конкурентов.

Таб. 2 Данные о входных и выходных размерах моделей с текстурами

Номер образца	Размер DAE, КБ	Размер текстур, КБ	Общий размер, КБ	Размер USDZ, КБ	Размер GLB, КБ	Размер BFM, КБ
1	65	6540	6605	2502	3203	2793
2	138	3530	3668	1310	1568	1478
3	737	6950	7687	5309	7704	3321
4	1642	6080	7722	4521	10633	3153
5	2100	6530	8630	5107	3461	1806
6	4125	670	4795	3805	2789	372
7	7436	3440	10876	6656	10280	1736
8	8185	3070	11255	5996	13936	1900
9	9567	200	9767	5795	15302	1499
10	12298	2480	14778	6844	8699	1011

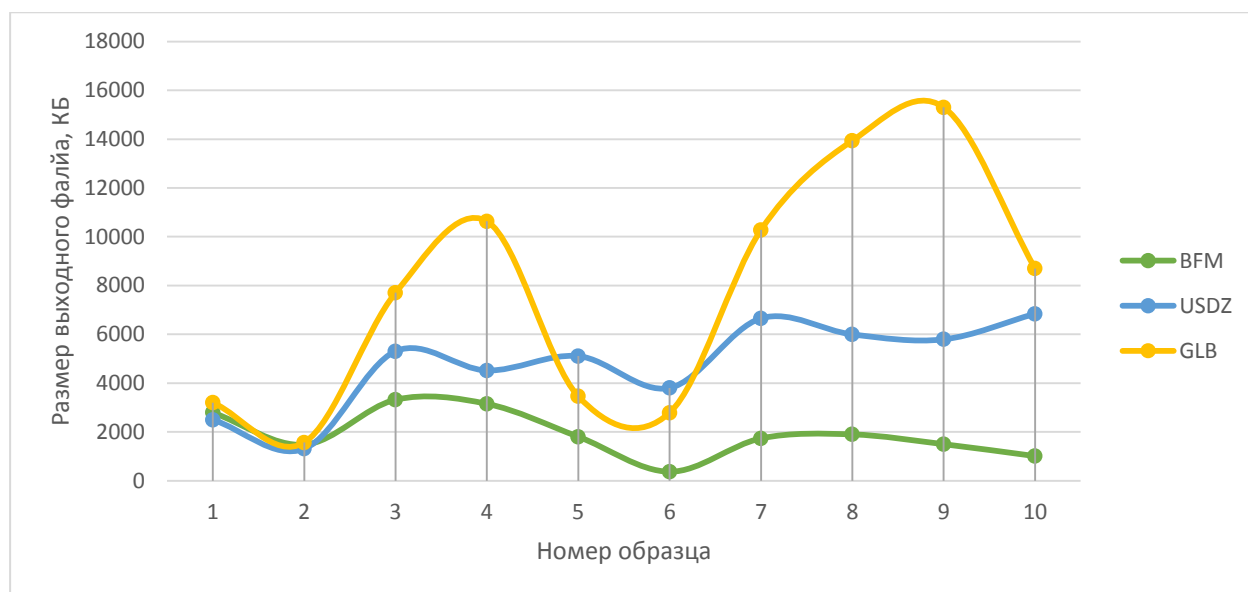


Рис. 3 Графики зависимости размера исходного архива с данными о модели с занимаемым объемом конечного бинарного файла

Из графика выше следует, что разрабатываемый формат BFM в среднем имеет сжатие лучше в 5 раз по сравнению с форматом GLB и в 3,5 раза по сравнению с форматом USDZ.

Заключение

В эпоху активного развития интернет-технологий и онлайн сервисов наиболее остро встает вопрос о сжатии передаваемого контента и безопасности его передачи. Была поставлена задача о разработке такого формата для хранения информации о 3D объекте, которая бы отвечала современным требованиям.

Для решения задачи был разработан алгоритм обработки, сжатия и упаковки данных о геометрии и текстурах трехмерного контента, а затем применен на практике. Сравнительный анализ доказывает эффективность описанного алгоритма и его соответствие требованиям и ожиданиям сегодняшнего дня.

Литература

1. AR Quick Look // Apple Developer URL: <https://developer.apple.com/augmented-reality/quick-look> (дата обращения: 25.09.19).
2. Import and preview 3D assets // ARCore Develop URL: <https://developers.google.com/ar/develop/java/sceneform/import-assets> (дата обращения: 25.09.19).

25.09.19).

3. Pietikäinen M.K. Texture Analysis in Machine Vision. - Singapore: World Scientific Publishing Co Pte Ltd, 2000. - 280 с..
4. Remi Arnaud, Mark C. Barnes COLLADA: Sailing the Gulf of 3D Digital Content Creation. - 1 edition изд. AK Peters, 2006. - 250 с.
5. Jeff Tang Beginning Google Glass Development. - 1 изд. Apress, 2014. - 368 с.
6. Сербин Я. Как работает сжатие GZIP // Habr URL: <https://habr.com/ru/post/221849> (дата обращения: 25.09.19).

РАСЧЕТ РЕЗИНОМЕТАЛЛИЧЕСКОГО АМОРТИЗАТОРА СДВИГА РОБОТОВ***CALCULATION OF RUBBER-METAL SHOCK ABSORBER OF ROBOTS' SHEAR***Андреева¹ Ю.Ю. – ст. преподаватель, Жуков^{1,2} Б.А. – д.т.н., доц.,Калинин¹ Я. В. – д.т.н., доц.¹ФГБОУ ВО «Волгоградский государственный технический университет»,²«Волгоградский государственный социально-педагогический университет».

ajj308@mail.ru

Abstract. Currently, in the nonlinear theory of elasticity there is no uniform equation of state that is similar to Hooke's law in the linear theory. The development of new elastomeric materials, the study of various biological materials leads to the necessity to create new models of response to external influences. Within hyper elasticity, this leads to the introduction of new mathematical expressions for the strain energy potential. Exact solutions of one model problem with different potentials have been found. The practical significance of exact solutions is not limited to their application for verification of numerical methods; they allow one to study effects that are not described by linear theory.

Key words: finite antiplane deformation, hyperelastic incompressible material, the potential energy of deformation, exact solution.

Аннотация. В нелинейной теории упругости в настоящее время отсутствует единое уравнение состояния, подобное закону Гука в линейной теории. Разработка новых эластомерных материалов, исследование различных биологических материалов приводит к необходимости создания новых моделей отклика на внешние воздействия. В рамках гиперупругости это приводит к появлению новых математических выражений для потенциала энергии деформации. Найдены точные решения одной модельной задачи с разными потенциалами. Практическая значимость точных решений не исчерпывается их применением для верификации численных методов, они позволяют исследовать эффекты, не описываемые линейной теорией.

Ключевые слова: конечная антиплоская деформация, гиперупругий несжимаемый материал, потенциалы энергии деформации, точные решения.

Резинометаллические изделия представляют один важнейших классов изделий, применяемых в современном машиностроении. Поэтому к расчету резиновых изделий предъявляются повышенные требования. В области эксплуатационных нагрузок резина находится в высокоэластичном состоянии, то есть она относится к эластомерам. Поскольку в высокоэластичном состоянии резина является низко модульным материалом и допускает большие эксплуатационные деформации, то для описания напряженно-деформированного состояния необходимо привлекать нелинейную теорию упругости [1]. Решение задач нелинейной теории упругости для резиноподобных материалов осложняется тем, что не известен вид уравнения состояния, описывающий с приемлемой точностью их поведение при любых видах нагружения, подобно закону Гука в линейной теории. На данный момент известно множество моделей, которые хорошо согласуются с экспериментом при одном виде нагружения и плохо при другом для конкретных материалов. В работе [2,3], приведены 32 известные модели гиперупругих изотропных несжимаемых материалов и предлагаются новые. Для верификации предлагаемых конститутивных уравнений эластомеров необходимы точные решения тестовых задач в рамках этих уравнений. Целью работы является нахождение точного решения одной модельной задачи для резинометаллического амортизатора сдвига для потенциала энергии деформации Тамаса-Гента. Такие амортизаторы могут применяться в подвесках и демпфирующих элементах роботов.

Модельная задача о конечном продольном сдвиге круговой цилиндрической втулки между жесткими концентрическими обоймами. В качестве задачи, для которой отыскиваются точные решения, рассматривается задача о конечном продольном сдвиге круговой цилиндрической втулки между жесткими концентрическими обоймами. С одной стороны это одна из простейших задач, с другой стороны она имеет прикладное значение, поскольку это одна из конструкций амортизатора сдвига [4,5]. Внутренняя обойма неподвижна, а внешняя сдвигается вдоль оси симметрии на Δ . Отсчетная и деформированная конфигурации втулки приведены на рисунке 1.

В качестве материальных будем использовать координаты цилиндрической системы координат (r, φ, z) с единичным базисом: $\mathbf{e}_1 = \cos \varphi \mathbf{i} + \sin \varphi \mathbf{j}$, $\mathbf{e}_2 = -\sin \varphi \mathbf{i} + \cos \varphi \mathbf{j}$, $\mathbf{e}_3 = \mathbf{k}$ и осью OZ направленной вдоль оси симметрии втулки. В данном случае антиплоская деформация является и осесимметричной. Выражения, описывающие напряженное состояние однородного изотропного несжимаемого материала с потенциалом энергии деформации, зависящим от первых двух главных инвариантов тензора деформации Коши для этого случая выглядят так (штрих означает производную по r):

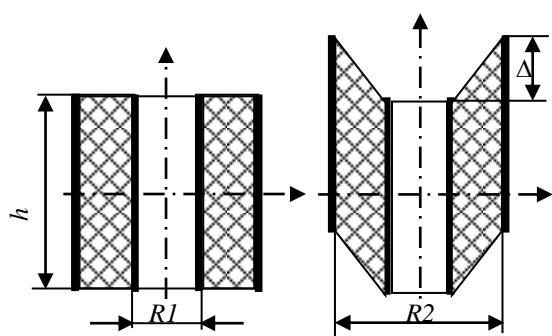


Рис. 1. Постановка задачи

$$\mathbf{R} = \mathbf{r} + w(r)\mathbf{k}$$

$$W_1 r = \frac{\partial W}{\partial I_1}, \quad W_2 r = \frac{\partial W}{\partial I_2}$$

$$I_1 = I_2 = 3 + w'^2 r$$

$$\mathbf{S} = 2 \left[p r \mathbf{e}_1 \mathbf{e}_1 + \mathbf{e}_2 \mathbf{e}_2 - W_2 r w'^2 r \mathbf{e}_1 \mathbf{e}_1 \right] + W_1 r + W_2 r w' r \mathbf{e}_1 \mathbf{k} + \mathbf{k} \mathbf{e}_1 +$$

$$\left[W_1 r w'^2 r + p r \right] \mathbf{k} \mathbf{k}, \quad \begin{cases} p'(r) = \frac{1}{r} \left[r W_2(r) w'^2(r) \right]' \\ \left[r (W_1(r) + W_2(r)) w' \right]' = 0 \end{cases}$$

Здесь $w = w(r)$ - функция деформации поперечного сечения. $p = p r$ - некоторая функция гидростатического давления. Кинематические граничные условия запишутся в форме: $w(R_1) = 0$, $w(R_2) = \Delta$. Подробное решение представлено в [6].

Получено нелинейное дифференциальное уравнение

$$\left[W_1(\rho) + W_2(\rho) \right] \dot{v}(\rho) = \frac{\mu q}{2\rho} \quad (1)$$

Которое используется для нахождения функции деформации поперечного сечения $w r = R_1 v r / R_1$

Выбор моделей изотропного несжимаемого гиперупругого материала. Рассматриваемая задача решалась многими авторами для различных потенциалов.

Остановимся на решении для потенциала Томаса - Гента, для которого нам не удалось найти решения в литературе. Поскольку для однородных материалов первого порядка W_1 и W_2 являются функциями только $\dot{\nu}(\rho)$ и некоторых параметров. То при подстановке конкретного выражения для потенциала энергии деформации в уравнение (1) оно становится алгебраическим или трансцендентным уравнением относительно $\dot{\nu}(\rho)$. Получение точного решения всегда возможно для алгебраических уравнений степени не выше четвертой.

Выражение для потенциала Гента-Томаса имеет вид:

$$W = \mu \left[\frac{3-2\beta}{6} I_1 - 3 + \beta \ln \frac{I_2}{3} \right], \quad 0 \leq \beta < \frac{3}{2}.$$

Выражение приведено в форме, при которой уравнение состояния с этим потенциалом при малых деформациях переходит в закон Гука. Поскольку уравнение имеет вещественные коэффициенты, то в решении получаем два комплексно сопряженных и один вещественный корень [6].

Для значений $0 \leq q < 0.8$, $0 \leq \beta < 3/2$ находим выражение для функции депланации и

выражение для жесткостной кривой амортизатора $\nu \rho = \int_1^\rho \dot{\nu} t dt$, $\delta = \int_1^\kappa \dot{\nu} \rho d\rho$.

При $\beta \rightarrow 0$ потенциал Гента-Томаса стремится к потенциалу Трелоара.

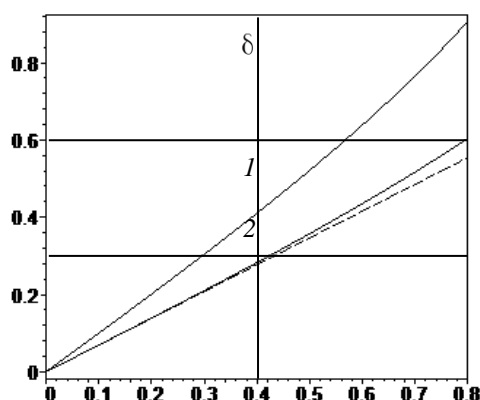


Рис. 2. Жесткостные кривые амортизатора

На рисунке 2 представлены кривые для $\beta = 1.3$ (кривая 1) и $\beta = 1.0$ (кривая 2). Штрихованная прямая соответствует потенциалу Трелоара. Построение приводится при $\kappa = 2$. Видно, что зависимости нелинейные и приближаются с уменьшением β к зависимости Трелоара сверху, то есть описывают менее жесткие материалы.

Заключение. Получены точные аналитические решения для потенциала энергии деформации Томаса-Гента. В качестве задачи, рассматривалась задача антиплоской осесимметричной деформации цилиндрической втулки между жесткими концентрическими обоймами.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-41-340009

Литература

1. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости. М.: Наука, 1980. 512 с.
2. Hossa L., Marczakb R. J. A new constitutive model for rubber-like materials. // Computational Mechanics 29, 2010. P. 2759 - 2773.
3. Черных К.Ф., Шубина И.М. Законы упругости для изотропных несжимаемых материалов, феноменологический подход // Механика эластомеров. Краснодар, 1977. Т. 1. Вып. 242. С. 54–64
4. Жуков Б.А. Нелинейное взаимодействие конечного продольного сдвига и конечного кручения втулки из резиноподобного материала // Изв. РАН МТТ. 2015. № 3. С. 127-135.
5. Horgan C., Saccomandi G. Superposition of generalized plane strain on anti-plane shear deformations in isotropic incompressible hyperelastic materials. //Journal of Elasticity 73, 2003. P. 221–235.
6. Андреева Ю.Ю., Жуков Б.А, Точные аналитические решения одной задачи нелинейной теории упругости для двух потенциалов энергии деформации несжимаемого материала // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Физико-математические науки. – 2018. – № 2 (46). –С. 64–76.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ПРИВОДОВ БИПЛАНЕТАРНЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ БОЛЬШИХ ОБЪЕМОВ *DESIGN FEATURES OF DRIVES OF PLANETARY MIXERS OF LARGE VOLUMES*

Бондаренко Г.А. – курсант, **Левин Л.А.** – курсант, **Бочков С.Л.** – к.т.н., доц.
Московское высшее общевойсковое командное орденов Ленина и Октябрьской
Революции Краснознаменное училище
afz_moscow@mail.ru

Abstract. Based on the analysis of design features of adaptive biplanetary mixers, the design differential biplanetary drives for mixers of large volumes are proposed. Attention is paid to the calculations of the kinematic parameters of the stirrers motion, providing the optimal mixing mode.

Key words: adaptive biplanetary mixer, differential device, bevel gear, kinematic parameters.

Аннотация. На основе анализа конструктивных особенностей адаптивных бипланетарных смесителей предложены конструкции дифференциальных бипланетарных приводов для смесителей больших объемов. Уделено внимание расчётам кинематических параметров движения мешалок, обеспечивающих оптимальный режим перемешивания.

Ключевые слова: адаптивный бипланетарный смеситель, дифференциальный механизм, конические зубчатые передачи, кинематические параметры.

В работе [1] рассмотрены аспекты подбора конструктивных и технологических параметров адаптивных бипланетарных смесителей. Отмечены их достоинства: отсутствие застойных зон; равномерность перемешивания; малые диаметры мешалок. Это обеспечивает высокую производительность и гарантированное качество продукции.

Для аппаратов с большим объемом загрузки представляют интерес бипланетарные смесители с приводом мешалок, выполненным по схеме (рис.1). Особенность этих приводов в том, что размеры поводков H и h можно менять за счет изменения длины горизонтальных промежуточных валов привода 5 и 6. Это позволяет увеличивать размеры корпуса смесителя, не меняя существа конструкции элементов привода.

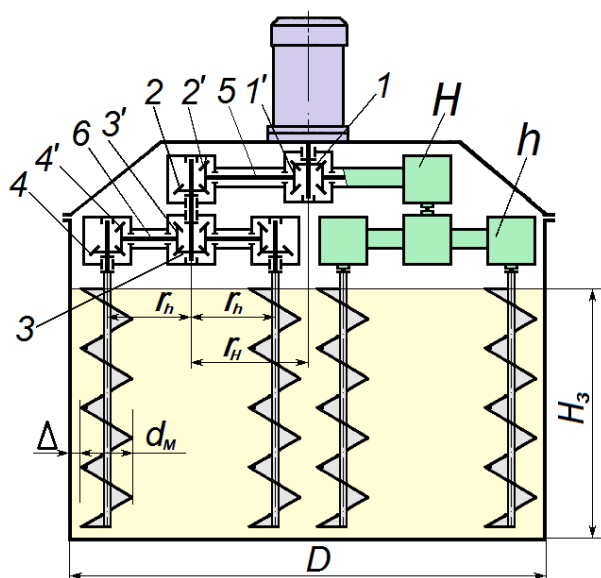


Рис. 1. Схема цилиндрического смесителя

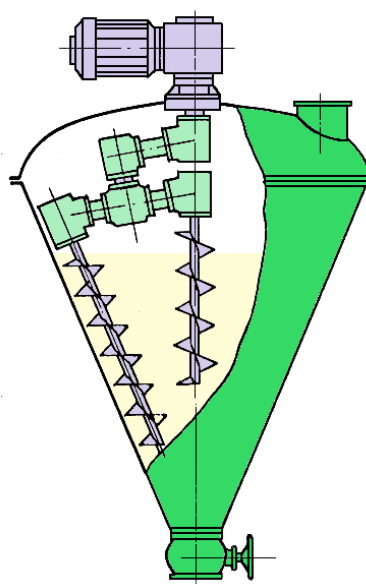


Рис. 2. Схема конического смесителя

При этом использование в конструкции привода конических зубчатых передач позволяет выполнить привод не только с цилиндрическим корпусом аппарата, но и с коническим корпусом. Это является существенным преимуществом, поскольку цилиндрическая форма корпуса, в ряде случаев, не всегда является рациональной. В аппаратах с плоским дном, как правило, затруднена полная выгрузка готового продукта. Для облегчения выгрузки может быть использован конический корпус. В качестве примера на рис.2 представлена схема бипланетарного смесителя с коническим корпусом.

Методика расчета геометрических размеров аппарата, нагрузок на мешалки в процессе работы, установленной мощности привода представлена в работе [1].

Некоторую особенность определения кинематических параметров движения мешалок: частоты ω_M и скорости v_{cp} , представляет определение знака передаточного отношения конических зубчатых передач планетарной $u_{1,2}^H$ и бипланетарной $u_{3,4}^h$ ступеней в обратном движении рассчитываемых по формулам [1]:

$$\omega_M = \omega_1 u_{1,2}^H u_{3,4}^h \lambda_M^2 C_P C_M^{-1} A^{-1}, \quad v_{cp} = \frac{\omega_1 u_{1,2}^H (1 - u_{3,4}^h) r_h}{A \lambda^2},$$

где $u_{1,2}^H = (\mp) \frac{z_2 z_1'}{z_1 z_2'}$; $u_{3,4}^h = (\mp) \frac{z_4 z_3'}{z_3 z_4'}$ – передаточные отношения в обратном движении (знак + или – зависит от положения зацепления пары зубчатых конических колес в приводе); $z_1 \dots z_4$ – числа зубьев соответственно 1...4 конических колес привода (рис.1).

На рис.3 и 4 представлены эскизные проработки конструкций зубчато-рычажных механизмов бипланетарных приводов.

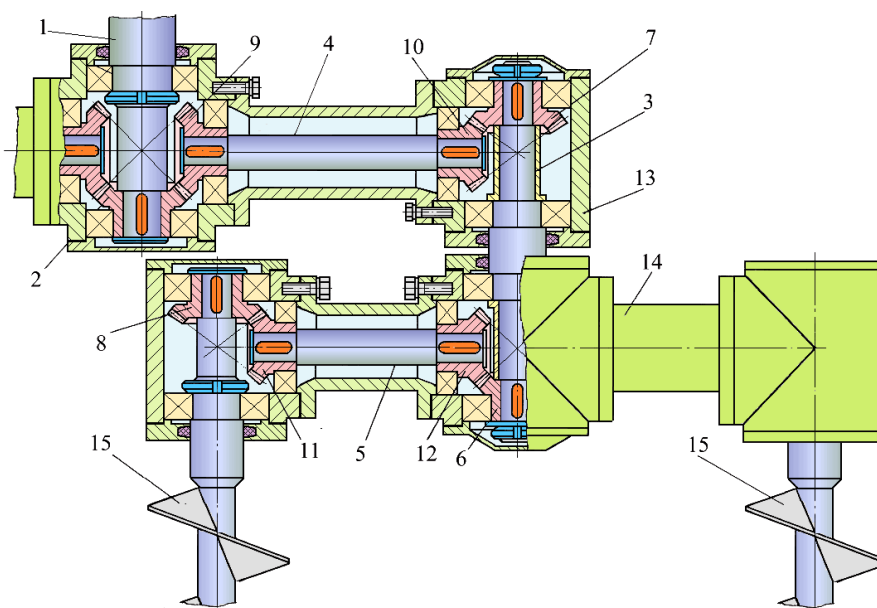
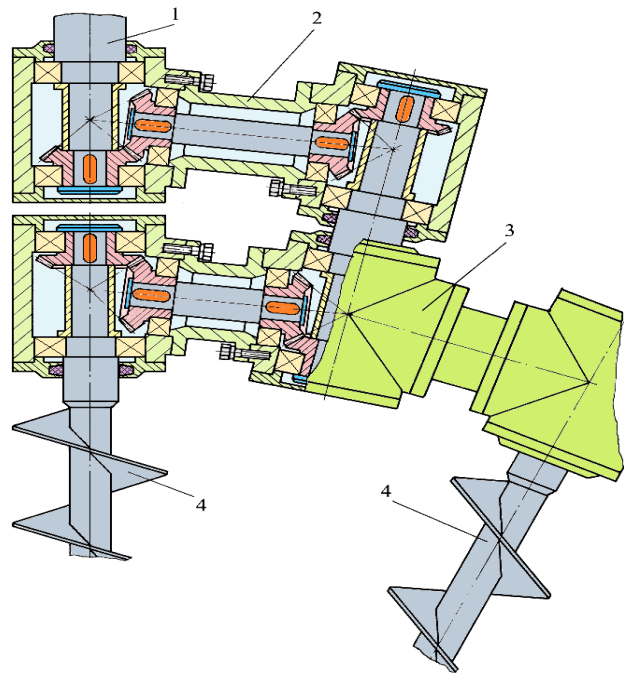


Рис.3. Элементы конструкции привода цилиндрического бипланетарного смесителя:
 1 – центральный вал; 2 – центральное колесо; 3 – промежуточный вал; 4, 5 – горизонтальные промежуточные валы; 6 – центральное колесо бипланетарной ступени; 7, 8 – сателлиты планетарной и бипланетарной ступеней; 9, 10 и 11, 12 – промежуточные зубчатые колеса планетарной и бипланетарной ступеней; 13, 14 – поводки планетарной и бипланетарной ступеней; 15 – мешалки



*Рис. 4. Элементы конструкции привода конического бипланетарного смесителя.
1 – центральный вал; 2 – планетарный поводок в сборе; 3 – бипланетарный поводок в сборе; 4 – мешалки*

Таким образом, рассмотренные зубчато-рычажные механизмы приводов используются в бипланетарных смесителях, как с коническим, так и с цилиндрическим корпусом. Для цилиндрических аппаратов с большим объемом загрузки оптимальной конструкцией привода является вариант, представленный на рис.3. Для облегчения выгрузки сыпучих материалов предпочтительнее использовать конический смеситель с приводом, представленным на рис.4.

Литература

1. Бондаренко Г.А., Левин Л.А., Бочков С.Л. Аспекты подбора конструктивных и технологических параметров адаптивных бипланетарных смесителей. Сборник трудов XXX Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов (МИКМУС – 2018), Москва, 20-23 ноября 2018. М: Изд-во ИМАШ РАН, 2019. С.541-544.

ПРИНЦИПЫ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ АВТОНОМНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ КОНТРОЛЯ СОРНОЙ РАСТИТЕЛЬНОСТИ ДЛЯ ЗАДАЧ ТОЧНОГО ЗЕМЛЕДЕЛИЯ

PRINCIPLES OF FUNCTIONING OF THE AUTONOMOUS DEVICE FOR WEED CONTROL FOR PRECISION AGRICULTURE

Дышеков¹ А.И. – м.н.с., Смирнов¹ И.Г. – док. тех. наук, ученый секретарь,
Мирзаев¹ М.А. – м.н.с., Шереужев² М.А. – ассистент.

¹ФГБНУ ФНАЦ ВИМ

⁴МГТУ им. Н.Э. Баумана

a.i.dyshekov@gmail.com

Abstract. The article shows results of creation a system to reduce the negative impact on the ecological situation and biological systems while eliminating weeds in beetroot production. Methods of controlling weeds using machine vision technology are considered. For machine vision algorithms has been prepared a library of images. An algorithm and technical device have been developed for cultivating the soil in the early stages of beet growth.

Key words: weed control, key words, image processing for agriculture, image segmentation, robotic platform, computer vision for agriculture.

Аннотация. Работа посвящена созданию системы для снижения отрицательного влияния на экологическую обстановку и биологические системы при устранении сорной растительности на свекольном производстве. Рассмотрены методы контроля сорной растительности с помощью технологии машинного зрения. Подготовлена библиотека изображений культуры, используемая алгоритмами машинного зрения. Разработаны алгоритм и техническое устройство для обработки почвы на ранних стадиях роста свеклы.

Ключевые слова: сорная растительность, роботизированная платформа, машинное зрение, сегментации изображений, морфологическая обработка изображений.

Последние десятилетия чрезмерная зависимость от гербицидов при производстве свеклы вызвала серьезные экологические и биологические проблемы на территориях, прилегающих к угодьям и самим участкам, где производится возращивание культуры, такие как загрязнение почвы и подземных вод, а также появление устойчивых к гербицидам сорных растений. Потенциальным решением для сокращения использования гербицидов при сохранении контроля нежелательной растительности является совместное использование химической и механической обработки. Точное обнаружение сорняков является необходимым условием для реализации данной стратегии контроля сорной растительности. В настоящем исследовании была разработана система машинного зрения для распознавания сорной растительности, использующая методы контурной и цветовой идентификации объекта на изображении. В систему включен алгоритм сегментации исследуемого объекта, с помощью библиотеки OpenCV (Phyton) для бинаризации изображений сорной растительности с целью последующей обработки и процедур извлечения признаков объекта. Впоследствии будет создан классификатор на основе машины поддержки (МП) для идентификации различных видов сорной растительности с использованием морфологических признаков [1;2].

Ключевым требованием для контроля сорных растений является точное обнаружение положения в пространстве и идентификация сорняков. При этом процессы обнаружения и удаления должны быть синхронизированы с перемещением в пространстве несущего транспортного средства, которое выполняет функции обеспечения мобильности роботизированного устройства контроля роста сорняков. Данное требование определяет минимальные значения параметров быстродействия и точности системы.



Рис. 2. Образцы почвы для проведения исследования: а) образец с высокой плотностью сорной растительности; б) образец с средней плотностью сорной растительности

Для определения типа растения необходимо предварительно определить границы растения и фона [7]. С этой целью пикселям, которые отображают области растения, придаются высокие значения индексам RGB, в то время как фону – низкое. Элементы растений характеризуются значениями выше порогового ζ , при вычитании E_{xR} из E_{xG} .

Здесь $E_{xR} = (2r - g - b)$, избыток красного цвета, а $E_{xG} = (2g - r - b)$ – зеленого.

Где $r = R^*/(R^*+G^*+B^*)$, $g = G^*/(R^*+G^*+B^*)$, и $b = B^*/(R^*+G^*+B^*)$, - хроматические координаты, а R^*, G^* и B^* - нормированные значения RGB (0-1) [8]. где ζ рассчитывается по методу Оцу [9]. Принцип иллюстрируется на рисунке 3.

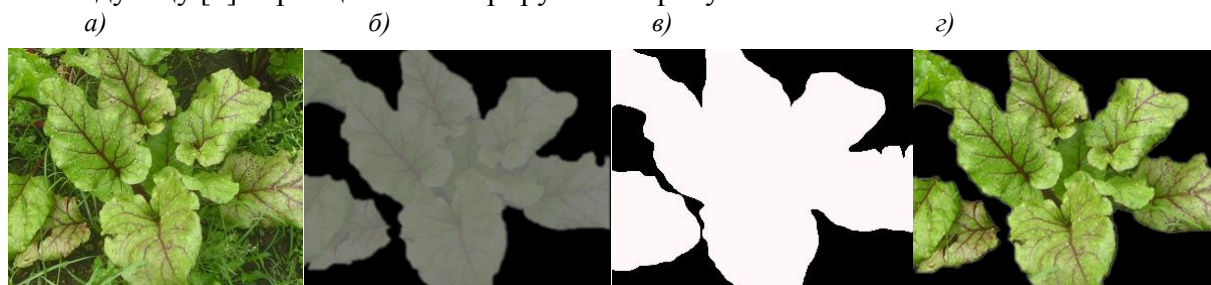


Рис. 3. Вычленение растений с использованием метода $E_{xG} - E_{xR}$: (а) оригинальное изображение; (б) выделение растительности методом вычитания; (в) определение контура растения (г) растение без гравийного фона

В первую очередь необходимо обеспечить покрытие зоны идентификации системой технического зрения. Для обеспечения покрытия зоны идентификации возможно прибегнуть к следующим решениям: использование несколько взаимно юстированных камер; использование одной камеры, расположенной на подвижном основании. Ниже представлен вариант реализации метода с подвижным основанием.

Конструкция слайдера для фото- и видеосъемки имеет каретку с четырьмя роликами и платформу для крепления камеры. В качестве направляющих использую стальной профиль диаметром 20 мм. и длиной 1 м.

Управление осуществляется четырьмя шаговыми двигателями. Концевыми датчиками, микроконтроллерами и компьютером. Платформа может варьироваться по размеру от площади посадки от 1 м² до 4,5 м². С дополнительными аппаратными средствами и модификациями в дальнейшем ожидается масштабирование примерно до 50 м².

На рисунках ниже показана рабочая установка, разработанная на базе Федерального Научного Агроинженерного Центра ФГБНУ ФНАЦ ВИМ.



а) б)
 Рис. 4. Разработанный в ходе исследовательской работы автономный роботизированный комплекс контроля сорной растительности: а) полная установка; б) рабочий узел в момент обработки растительности

Разработан метод, алгоритм и техническое устройство для идентификации и уничтожения сорняков на ранних стадиях роста свеклы. Предлагаемый метод устойчив к освещению из-за условий окружающей среды. Разработан прототип каретки для расположения камеры и ее позиционирования. Алгоритм может быть использован для исследования и распознавания с помощью технологии машинного зрения культурных растений и сорняков.

Литература

1. Aitkenhead, M. Weed and crop discrimination using image analysis and artificial intelligence methods / M. Aitkenhead, I. Dalgetty, C. Mullins, A. McDonald and N. Strachan // Computers and electronics in Agriculture. — № 39(3). — 157-171 p.
2. Burks, T. Backpropagation neural network design and evaluation for classifying weed species using color image texture / T. Burks, S. Shearer, R. Gates, K. Donohue // Transactions of the American Society of Agricultural Engineers. — № 43(4). — 1029-1037 p.
3. Wang, X.-F. Classification of plant leaf images with complicated background / X.-F. Wang, D. Huang, J. Du, H. Xu, L. Heutte // Applied Mathematics and Computation. — 2008. — 916-926 p.
4. Hall, D. Evaluation of features for leaf classification in challenging conditions / D. Hall, C. McCool, F. Dayoub, N. Sunderhauf, B. Upcroft // IEEE Winter Conference. — 2015. — 797-804 p.
5. Gerruti, G. A model-based approach for compound leaves understanding and identification / G. Gerutti, L. Tougne, J. Mille, A. Vacant, D. Coquin / In IEEE Intl. Conf. on Image Processing. — 1471-1475 p.
6. Hemming, J. Computer-vision-based weed identification under field conditions using controlled lighting / J. Hemming, T. Rath. // Journal of Agricultural Engineering Research — 2001. — № 78 (3). — 233-243 p.
7. Дышеков, А.И. Разработка алгоритма и технического устройства для распознавания сорняков / А.И. Дышеков, [и др.] // Инновации в сельском хозяйстве. — 2018. — №3 (28). — с.288-294.
8. Meyer G. Verification of color vegetation indices for automated crop imaging application // G. Meyer, J. Neto // Comput Electron Agric. — 2008. — №63(2). — 282-293 p.
9. Otsu, N. A threshold selection method from gray-level histograms / N. Otsu // IEEE Trans Syst Man Cybernet. — 1979. — №9 (1). — 62-66 p.

СРАВНЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧИ КОНТАКТНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ НАНОБАЛОК ПО РАЗЛИЧНЫМ ТЕОРИЯМ РАЗМЕРНО-ЗАВИСИМОГО ПОВЕДЕНИЯ¹

COMPARISON OF THE RESULTS OF SOLVING THE PROBLEM OF NANOBLOCK CONTACT INTERACTION ACCORDING TO DIFFERENT THEORIES OF SIZE-DEPENDENT BEHAVIOR

Жигалов М.В., Апрыскин В.А.

Саратовский Государственный Технический Университет имени Гагарина Ю. А.

zhigalovm@yandex.ru

wwooow@yandex.ru

Abstract: A mathematical model of the package for two nano Bernoulli-Euler beams connected through boundary conditions is constructed. Used gradient theory of deformations and the theory of the account of contact interaction of B. Ya. Kantor. The influence of the length dimension parameters on the modes of beam vibrations is studied.

Keywords: Bernoulli beam, strain gradient theory, contact interaction.

Аннотация: В работе построена математическая модель пакета для двух нано балки Бернулли-Эйлера связанных между собой через граничные условия. Используется градиентная теория деформаций и теория учета контактного взаимодействия Б. Я. Кантора. Проведено исследование влияния размерных параметров длины на режимы колебаний балок.

Ключевые слова: Балка Бернулли, градиентная теория деформации, контактная задача.

Постановка задачи. Основываясь на теории напряжений более высокого порядка Mindlin[1] и Lam et al. [2] построена математическая модель нано балок Бернулли-Эйлера, соединенных через краевые условия, под действием поперечной нагрузки. Для учета размерных эффектов вводятся три параметра шкалы длины материала (l_0, l_1, l_2). Для учета контакта между балками, используется винклера связь между обжатием и контактным давлением между двумя балками [3]:

$$\Psi = \frac{1}{2} \left[1 + \text{sign}(w_1 - \tilde{h} - w_2) \right], \quad (1)$$

где $\Psi = 1$, если $w_1 > w_2 + \tilde{h}$ то есть имеется контакт между балками, иначе $\Psi = 0$.

Математическая модель контактного взаимодействия двух нано балок, на основе кинематической гипотезы Бернулли-Эйлера и градиентной теории упругости, описывается системой разрешающих уравнений:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^4 w_m}{\partial x^4} \left((\lambda + 2\mu) \frac{bh^3}{12} + l_0^2 \mu bh + l_2^2 \mu bh + \frac{96}{225} l_1^2 \mu bh \right) - \\ & - \frac{\partial^6 w_m}{\partial x^6} \left(2l_0^2 \mu \frac{bh^3}{12} + \frac{14}{225} l_1^2 \mu \frac{bh^3}{12} \right) - q_m + (-1)^m K(w_1 - w_2 - \tilde{h})\Psi = \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \varepsilon \frac{\partial w}{\partial t}, \end{aligned} \quad (2)$$

где m – номер балки ($m=1,2$), \tilde{h} - зазор между балками.

Граничные условия имеют вид:

$$w_m = 0; \quad \frac{\partial w_m}{\partial x} = 0. \quad (3)$$

Начальные условия имеют вид:

¹ Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ № 19-19-00215

$$w_m(x,0) = 0; \frac{\partial w_m(x,0)}{\partial t} = 0. \quad (4)$$

Система (2-4) сводилась к задаче Коши с помощью метода конечных разностей $O(h^2)$. Задача Коши решалась методом Рунге-Кутты 4 порядка. Проведено исследование сходимости по методу конечных разностей, на основании которого выбрано оптимальное количество разбиений. Шаг разбиений для метода Рунге-Кутты определялся по принципу Рунге.

Результаты исследования влияния масштабных коэффициентов длины материала на динамику контактного взаимодействия

Для рассмотренных задач использовались следующие значения параметров: $\varepsilon = 0.1$, $\tilde{h} = 0.01$, $q_1 = 10 \sin(5.3 \cdot t)$, $q_2 = 0$.

Результаты исследований для двух из девяти рассмотренных комбинаций безразмерных параметров шкалы длины материала (l_0, l_1, l_2) показаны на Рис. 1-6. Для первого случая $l_0 = 0, l_1 = 0, l_2 = 0$. Второй случай характеризуется значениями $l_0 = 0.3, l_1 = 0.3, l_2 = 0.3$.

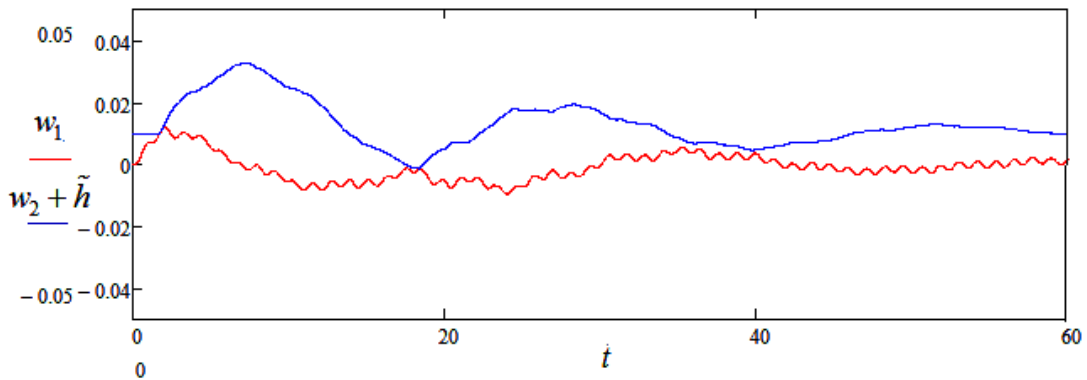


Рис.1. Прогибы первой балки $w_1(0.5,t)$ и второй балки $w_2(0.5,t) + \tilde{h}$ для значений $l_0 = 0, l_1 = 0, l_2 = 0$

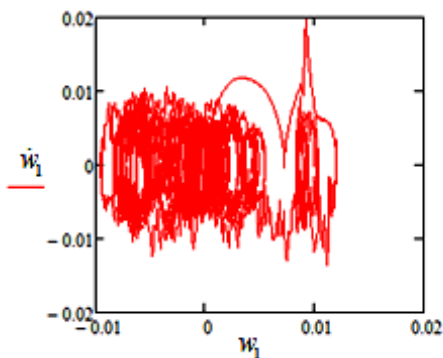


Рис.2. фазовый портрет первой балки $\dot{w}_1[w_1(0.5,t)]$ $l_0 = 0, l_1 = 0, l_2 = 0$

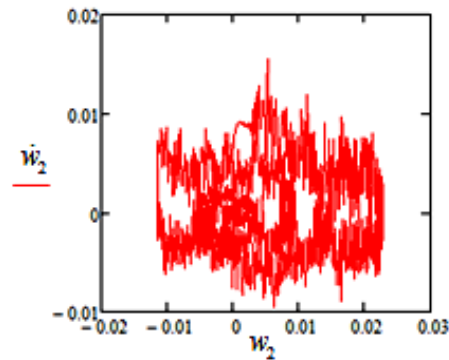


Рис.3. фазовый портрет второй балки $\dot{w}_2[w_2(0.5,t)]$ $l_0 = 0, l_1 = 0, l_2 = 0$

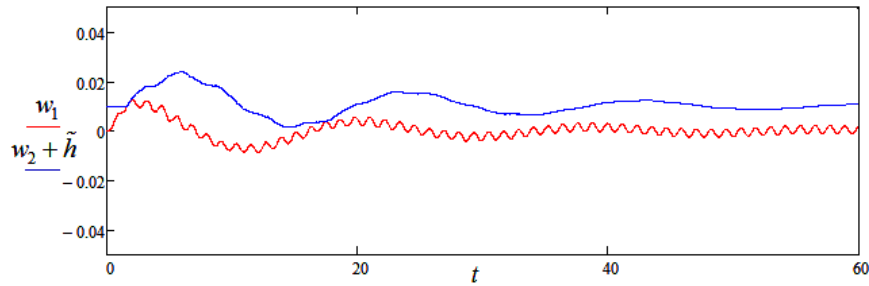


Рис.4. Прогобы первой балки $w_1(0.5,t)$ и второй балки $w_2(0.5,t) + \tilde{h}$ для значений $l_0 = 0.3, l_1 = 0.3, l_2 = 0.3$

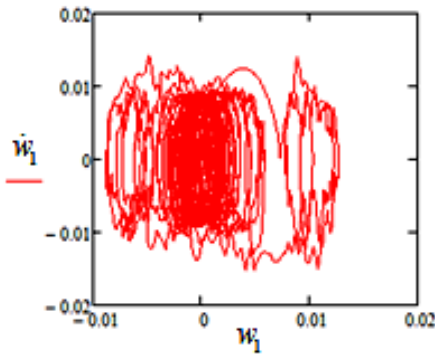


Рис.5. фазовый портрет первой балки $\dot{w}_1[w_1(0.5,t)]$ $l_0 = 0.3, l_1 = 0.3, l_2 = 0.3$

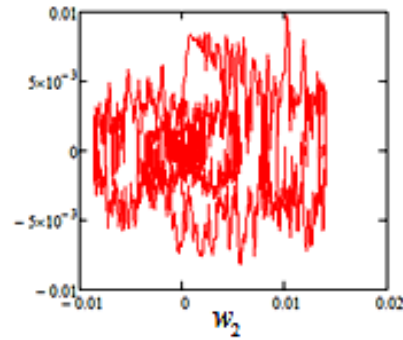


Рис.6. фазовый портрет второй балки $\dot{w}_2[w_2(0.5,t)]$ $l_0 = 0.3, l_1 = 0.3, l_2 = 0.3$

Сравнение результатов представленных на Рис. 1-6, показывает, что учет размерных коэффициентов (l_0, l_1, l_2) при исследовании контактного взаимодействия существенно влияет на характеристики динамики балок – сигнал $w(0.5,t)$ и фазовый портрет $\dot{w}[w(0.5,t)]$. За счет учета размерно-зависимых коэффициентов (случай 2) балки «работают» более жестко и после контакта первой и второй балок происходит отскок балки без нагрузки и ее свободных затухающих колебаний.

Выводы. В работе построена математическая модель контактного взаимодействия нано балок Бернулли-Эйлера на основе градиентной теории упругости. Исследовано влияние безразмерных параметров шкалы длины материала на динамику контактного взаимодействия.

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ № 19-19-00215

Литература

1. Mindlin RD. Second gradient of strain and surface-tension in linear elasticity. Int J Solids Struct. 1965;1:417-38.
2. Yang F, Chong ACM, Lam DCC, Tong P. Couple stress based strain gradient theory for elasticity. Int J Solids Struct. 2002;39:2731-43.
3. Кантор Б.Я. Метод решения контактных задач нелинейной теории оболочек / Б.Я. Кантор, Т.Л. Богатыренко // Докл. АН УССР. сер. А. 1986. №1. С.18-21.

**ИЗУЧЕНИЕ ПРОЧНОСТИ СЛОИСТОЙ ИЗОГНУТОЙ БАЛКИ ИЗ
УГЛЕПЛАСТИКА ПРИ ЧЕТЫРЕХТОЧЕЧНОМ ИЗГИБЕ¹**
*RESEARCH OF THE CARBON/EPOXY LAMINATED CURVED BEAMS
STRENGTH IN FOUR-POINT BENDING TEST*

Зубова Е.М. – аспирант, инженер-исследователь, **Лобанов Д.С.** – к.т.н., старший научный сотрудник, **Струнгарь Е.М.** – аспирант, младший научный сотрудник,
Темерова М.С. – аспирант, младший научный сотрудник
Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Центр
экспериментальной механики
sem.zubova@mail.ru

Abstract. The experimental study results of the of the carbon/epoxy laminated curved beams strength of samples based on laminated carbon fiber and laminated carbon fiber reinforced in the transverse direction by Tufting firmware with four-point bending are presented. The tests were carried out according to the procedure agreed upon with the international standard ASTM D6415 with using the electromechanical system Instron 5965 and the acoustic emission signal recording system AMSY-6.

Key words: carbon/epoxy, curved beams, four-point bending test, acoustic emission, curved beams strength.

Аннотация. Представлены результаты экспериментальных исследований несущей способности изогнутой балки на основе слоистого углепластика и слоистого углепластика с усилением в поперечном направлении методом прошивки Tufting при четырехточечном изгибе. Испытания проводились по согласованной с международным стандартом ASTM D6415 методике, на электромеханической системе Instron 5965 совместно с системой регистрации сигналов акустической эмиссии AMSY-6

Ключевые слова: углепластик, изогнутая балка, четырехточечный изгиб, акустическая эмиссия, прочность изогнутой балки.

Широкое применение слоистых композитов при производстве ответственных конструкций ведет к необходимости детального изучения процесса межслоевого расслаивания. Важность и актуальность данного направления исследований связана с тем, что современные инженерные конструкции включают в себя различные геометрические изгибы, которые в свою очередь приводят к концентрации напряжений и образованию расслоений. Поэтому отдельное внимание уделяется экспериментальным исследованиям, связанным с изучением механического поведения композита при изгибе [1].

Один из экспериментальных методов определения прочности изогнутой балки при четырехточечном изгибе представлен в рамках ASTM. Данный метод имеет различные преимущества по сравнению с другими существующими методами: напряжение не зависит от углового положения и изгибающий момент в рабочей части образца является постоянным [2]. Во многих современных научных исследованиях для изучения прочности слоистых композитов используют метод акустической эмиссии, который является одним из наиболее распространенных [3-6].

Целью работы было оценка влияния поперечной прошивки на механическое поведение и прочность слоистых углепластиков при четырехточечном изгибе кривой балки.

Исследуемыми материалами были слоистые углепластики на основе углеволокна AKSA F49 12K и эпоксидного связующего T26 состоящие из 12 слоев и из 12 слоев с усилением в поперечном направлении методом прошивки Tufting. Всего испытано 20

¹ Работа поддержана РФФИ, проекты № 18-01-00763 а, № 19-41-590005 р_а, № 18-31-00452 мол_а

образцов, по 10 каждого вида.

На базе Центра коллективного пользования «Центр экспериментальной механики» Пермского Национального исследовательского политехнического университета (ЦКП ЦЭМ ПНИПУ) были проведены серии испытаний образцов изогнутой балки из слоистого углепластика на четырехточечный изгиб. Испытания проводились на электромеханической системе Instron 5965 по ASTM D 6415. Скорость подвижного захвата 2 мм/мин. Нагрузка измерялась динамометрическим датчиком мощностью до 5кН. Точность измерения нагрузки составляет 0,5% от измеряемой величины в диапазоне 0,2%-1% номинальной мощности датчика нагрузки. Образец устанавливали в оснастку для четырехточечного изгиба (рис. 1). Расстояние между центрами нижних и верхних опор 100 мм и 75 мм соответственно, диаметры прижимных валов 9,5 мм. Контроль разрушения образцов проводился методом регистрации сигналов акустической эмиссии.

Регистрация сигналов акустической эмиссии осуществлялась в течение всего испытания до момента разрушения образца с помощью системы Vallen Amsy-6 (Германия). Использовался один широкополосный датчик AE105A (диапазон частот 450-1150 кГц) и предусилителя АЕР4 с коэффициентом усиления 34 дБ. Датчик крепился к образцам с помощью резинового приспособления, как показано на рисунке 1, б.

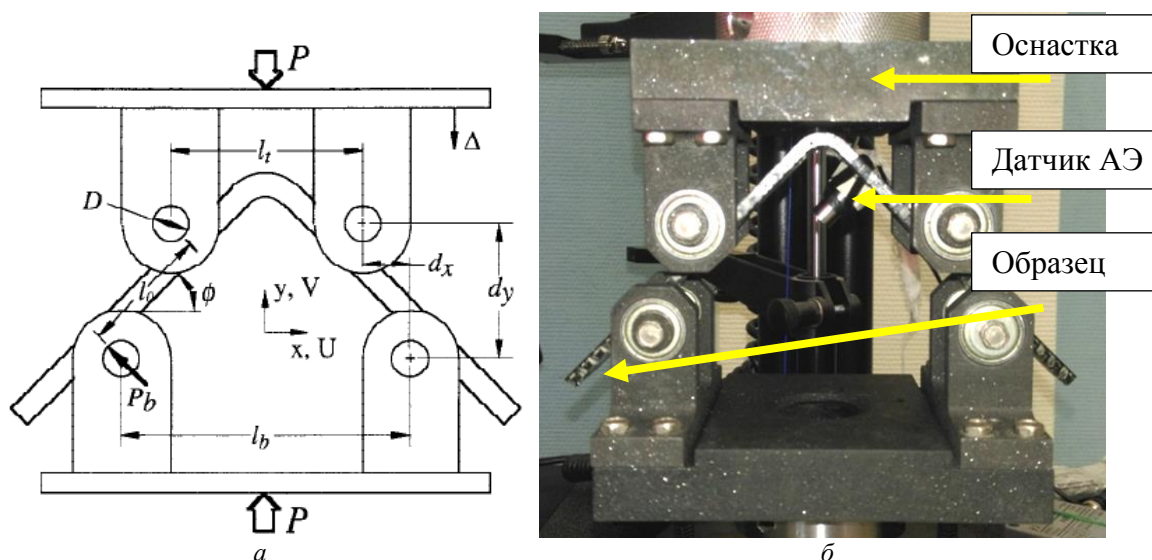


Рис.1. Схема испытания (а) и образец, установленный в оснастке с прикрепленным датчиком АЭ

Из испытаний по ASTM D6415 определялись следующие параметры: результирующая сила, прикладываемая к четырехточечному изгибающему приспособлению (P , Н); прочность изогнутой балки (CBS , Н) и соответствующий ей угол между горизонталью и ножкой образца (ϕ , град.). Характеристика CBS вычисляется по формуле:

$$CBS = \left(\frac{P}{2w \cos(\phi)} \right) \left(\frac{d_x}{\cos(\phi)} + (D + t) \tan(\phi) \right)$$

где D – диаметр цилиндрического силового вала (мм); t – средняя толщина образца (мм); w – средняя ширина образца (мм); ϕ – угол между горизонталью и ножкой образца (град.); d_x , d_y – горизонтальное и вертикальное расстояние между силовыми опорами (мм); P – результирующая сила, прикладываемая к четырехточечному изгибающему приспособлению (Н); Δ – относительное перемещение между верхней и нижней частью оснастки (мм).

Результаты испытаний, полученные в виде типовых диаграмм нагружения приведены на рисунке 2, а. В качестве информативного параметра сигналов АЭ был

выбран энергетический параметр (E, B^2c) [5, 6]. Путем суммирования значений энергетического параметра за все время нагружения образца, получено значение кумулятивной энергии сигналов АЭ (КЭ, B^2c). Характерные графики зависимости кумулятивной энергии от перемещения для слоистых образцов и слоистых образцов, усиленных в поперечном направлении методом прошивки Tufting представлены на рисунке 2, б. Характерные виды разрушения образцов углепластика представлены на рисунке 3.

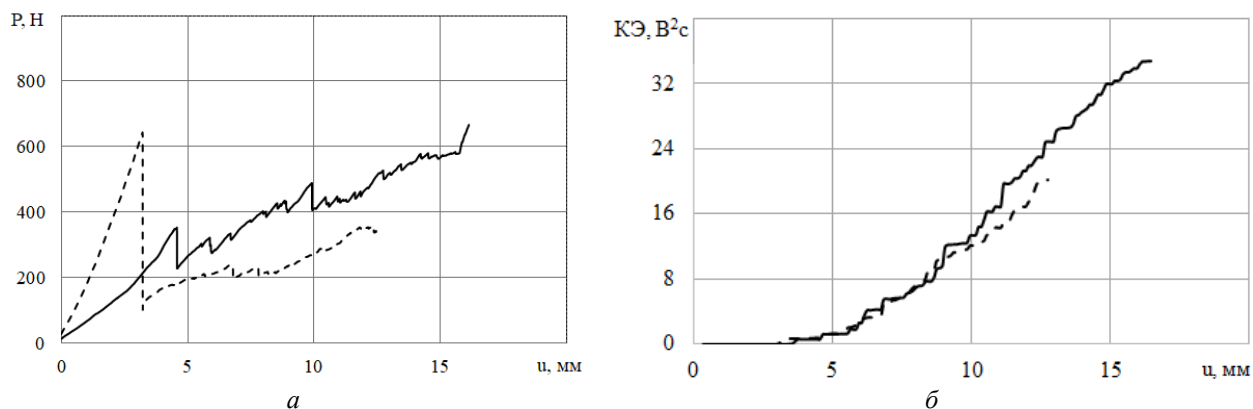


Рис.2. Типовые диаграммы нагружения (а) и зависимости кумулятивной энергии сигналов АЭ от перемещения подвижного захвата (б) для слоистого образца (пунктирная линия) и слоистого образца с прошивкой (сплошная линия)



Рис. 3. Характерные виды разрушения образцов слоистого углепластика (а) и слоистого углепластика с поперечной прошивкой (б)

Анализируя диаграммы нагружения, полученные характеристики и внешний вид разрушения образцов углепластиков после испытаний на четырехточечный изгиб можно отметить, что поперечная прошивка при данном виде нагружения является дополнительным структурным концентратором, который приводит к снижению несущей способности изогнутой балки (CBS) на 47% при почти одинаковых углах φ и увеличению на 49% значений относительного перемещения между верхней и нижней частью оснастки. Диаграммы нагружения качественно отличаются для образцов без прошивки и с прошивкой. По приведенным диаграммам нагружения (рис. 2) видно, что образец без прошивки упруго нагружается до максимальных значений несущей способности, далее происходит динамический срыв на 80-85%, после происходит равновесное закритическое деформирование поврежденного материала до полного разгибания кривой балки. Образец с прошивкой нагружается до максимальных значений несущей способности, далее происходит динамический срыв на 30-35%, после происходит перераспределение напряжений в поврежденной области образца и начинает работать прошивка, дополнительно ограничивая развитие расслоения, что приводит к увеличению значений несущей способности поврежденного материала относительно не поврежденного.

Анализируя полученные диаграммы зависимости значений кумулятивной энергии сигналов АЭ для слоистых образцов и слоистых образцов, усиленных поперечной прошивкой, можно отметить, что графики имеют схожий характер, однако, предельные значения для слоистых образцов ниже на 16% при перемещениях равных 12 мм. Более высокие значения кумулятивной энергии сигналов АЭ для образцов, усиленных поперечной прошивкой, в отличие от образцов без прошивки, связаны с разрушением пучков волокон данной прошивки. Аналогичные зависимости фиксировались при испытаниях на растяжение этих материалов [7, 8].

Таким образом, экспериментально установлено влияние поперечной прошивки слоистых углепластиков на механическое поведение и прочность при четырехточечном изгибе кривой балки. Отмечено, что образцы слоистого углепластика без прошивки обладают большей жесткостью и несущей способностью до первого срыва на кривых нагружения, при этом большей остаточной несущей способностью обладает композит с поперечной прошивкой. Кроме того, композит с поперечной прошивкой имеет более высокие значения кумулятивной энергии сигналов АЭ, что связано с накоплением повреждений между слоями (разрушение матрицы) и разрывом пучков волокон в поперечной прошивке.

Работа поддержана РФФИ, проекты № 18-01-00763 а, № 19-41-590005 р_а, № 18-31-00452 мол_а

Литература

1. Lobanov D. S., Vildeman V. E., Babin A. D., and Grinev M. A. Experimental research into the effect of external actions and polluting environments on the serviceability of fiber-reinforced polymer composite materials // *Mechanics of Composite Materials*, — 2015 — Vol. 51 — No. 1 — pp. 69-79.
2. Cui W, Jianxin L, Ruo R. Interlaminar tensile strength (ILTS) measurement of woven glass/polyester laminates using four-point curved beam specimen // *Composites Part A*. — 1996; —27A:1097–105.
3. Saidane E.H., Scida D., Pac M., Ayad R. Mode-I interlaminar fracture toughness of flax, glass and hybrid flax-glass fibre woven composites: Failure mechanism evaluation using acoustic emission analysis // *Polymer Testing*. – Vol. 75. – 2019, pp. 246-253. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.polymertesting.2019.02.022>
4. Lessek F., Haeger A. Knoblauch V., Hloch S., Pude F., Kaufeld M. Acoustic emission for interlaminar toughness testing of CFRP: Evaluation of the crack growth due to burst analysis // *Composites Part B: Engineering*. – Vol. – 136. – 2018, pp. 55-62. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.compositesb.2017.10.012>
5. Lobanov D.S., Zubova E.M. Research of temperature aging effects on mechanical behaviour and properties of composite material by tensile tests with used system of registration acoustic emission signal // *Procedia Structural Integrity*. – Vol. 18. – 2019. pp. 347–352. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.08.174>
6. Zubova E.M., Tretyakova T.V., Wildemann V.E. Application the acoustic emission technique to investigation of damage initiation in composites // *Procedia Structural Integrity*. – Vol. 18. – 2019. pp. 347–352. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.08.234>
7. Tretyakova T.V., Dushko A.N., Strungar E.M., Zubova E.M., Lobanov D.S. Comprehensive analysis of mechanical behavior and fracture processes of specimens of three-dimensional reinforced carbon fiber in tensile tests // *PNRPU Mechanics Bulletin*. – 2019. - №1. – pp. 173-183.
8. Strungar E. M., Feklistova E.V., Babushkin A.V., Lobanov D. S. Experimental studies of 3D woven composites interweaving types effect on the mechanical properties of a polymer composite material // *Procedia Structural Integrity*. – Vol. 17. – 2019. pp. 965–970. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.08.128>

**АНАЛИЗ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ
МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОГО ЭЛАСТОМЕРА В ВАКУУМЕ В
СОСТАВЕ СИСТЕМЫ АКТИВНОЙ ВИБРОИЗОЛЯЦИИ**
*ANALYSIS OF THE POSSIBILITY OF USING MAGNETORHEOLOGICAL
ELASTOMER IN A VACUUM AS PART OF AN ACTIVE VIBRATION ISOLATION SYSTEM*

Иванова Д.А. – студент, **Ефимов И.А.** – студент, **Ротарь А.П.** – студент
Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
Ivanova_D_A@bk.ru

Abstract. Magnetorheological elastomer (MRE) is used in shock absorbers and vibration isolation systems. It is promising to use an active vibration isolation system based on an elastomer in a vacuum to increase the accuracy of studies, which is impossible today due to the lack of knowledge of the vacuum characteristics of MRE. This paper presents the experimental data on the release of MRE. The elastic modulus of polymer samples before and after degassing in vacuum is compared.

Key words: magnetorheological elastomer, elastic modulus, vacuum, vacuum seal, vibration protection, electrodynamic testing machine.

Аннотация. Магнитореологический эластомер (МРЭ) применяется в амортизаторах и системах виброизоляции. Перспективным является использование системы активной виброизоляции на основе эластомера в вакууме для повышения точности проводимых исследований, что на сегодняшний день невозможно, в силу не изученности вакуумных характеристик МРЭ. В данной работе представлены экспериментальные данные по газовыделению МРЭ. Приведено сравнение модуля упругости образцов полимера до и после обезгаживания в вакууме.

Ключевые слова: магнитореологический эластомер, модуль упругости, вакуум, вакуумное уплотнение, вибрационная защита, электродинамическая испытательная машина.

Магнитореологический эластомер относится к классу «умных» материалов, изменение реологических свойств которого происходит под действием направленного внешнего магнитного поля. Основными компонентами МРЭ является силиконовая матрица и наполнитель, в качестве которого используется мелкодисперсный порошок карбонильного железа. Также в состав входят: модификатор порошка, отвердитель.

Вакуумное технологическое оборудование и исследовательские установки подвергаются действию внешних вибрационных, ударных возмущений и перегрузок, которые могут негативно сказываться на технологическом процессе и непосредственно влиять на качество продукции или точность проводимых исследований. Наиболее эффективным методом вибрационной защиты является виброизоляция. Таким образом, возникает необходимость размещения платформ виброизоляции в вакууме для защиты оборудования.

На сегодняшний день магнитореологические эластомеры уже применяются в датчиках, преобразователях и управляемых виброгасителях. В МГТУ им. Н.Э. Баумана на кафедре МТ11 (Электронные технологии в машиностроении) разрабатывается платформа активной виброизоляции, рабочим телом которой является магнитореологический эластомер (рис.1 и рис.2) [1]. Платформа является аналогом, уже существующих [2,3] систем, однако конструкция данной системы более дешевая в изготовлении и обслуживании, содержит небольшое количество сложных механических и электрических элементов.



Рис.1. Общий вид платформы на основе МРЭ (без верхней подвижной плиты)



Рис.2. Демпфер на основе МРЭ в разрезе (твердотельная модель)

Для использования платформы активной виброизоляции в вакууме важно исследовать спектр газов выделяющихся при обезгаживании элементов вакуумной системы. Основные материалы платформы – магнитомягкая сталь и магнитоэластичный эластомер. Поведение МРЭ в вакууме не изучено, что не позволяет использовать его в данной среде на сегодняшний день. Также, для системы активной виброизоляции важно сохранение механических свойств в вакууме, особенно демпфирующих.

Целью данной работы было исследовать модуль упругости до и после обезгаживания в вакууме, а также оценить спектр выделяющихся газов и их интенсивность. Для проведения экспериментов, в лаборатории ГНИИХТЭОС (г. Москва) было изготовлено два образца для испытаний на сжатие (ГОСТ 33519-2015) и два образца – на растяжение (ГОСТ Р 56785-2015) [4]. После чего необходимо было определить модуль упругости на растяжение и на сжатие образцов МРЭ; провести обезгаживание полимеров в вакууме при повышенной температуре; определить модуль упругости образцов после обезгаживания.

Эксперименты по растяжению и сжатию проводились на кафедре РК5 (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва) на электродинамической испытательной системе ElectroPuls E1000. После пробных экспериментов на растяжение было выявлено, что материал очень мягкий, быстро релаксирует в процессе деформирования. Для растяжения образцов выбран режим: скорость растяжения – $v = 5$ мм/мин, удлинение образца – 15 мм. В процессе проведения эксперимента программой Instron Bluehill 2 был построен график зависимости прилагаемой нагрузки от изменения длины образца эластомера. График носит линейный характер, что говорит о выполнении упругого закона Гука (рис.3). Зависимости для двух образцов не совпадают, что объясняется погрешностью изготовления образцов. Для сжатия был выбран режим: скорость сжатия образца – $v = 5$ мм/мин, изменение длины на 9 мм. Аналогично экспериментам на растяжение были построены графики зависимости нагрузки от удлинения, по которым видно, что при сжатии нарушается линейный закон Гука (рис.4).

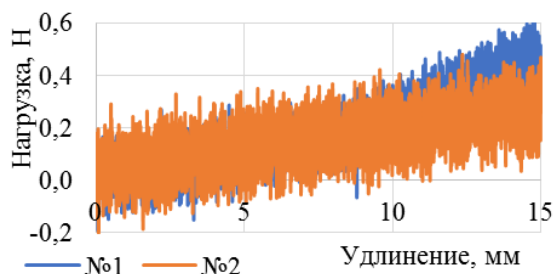


Рис.3. График зависимости прилагаемой нагрузки от удлинения образца на растяжение

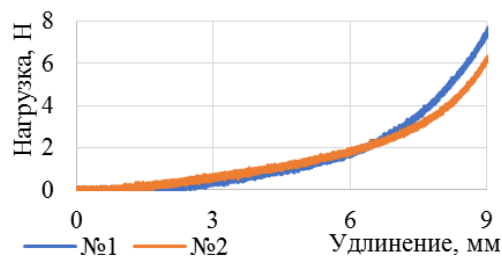


Рис.4. График зависимости прилагаемой нагрузки от удлинения образцов на сжатие

Образцы имеют достаточно вязкую структуру, смазка, нанесенная на торцы образца, не позволяет обеспечить полностью упругую деформацию.

После исследования поведения образцов МРЭ при деформации, требовалось провести их обезгаживание. Эксперимент проводился в лаборатории НПК АО «Плутон» на вакуумном откачном посту с колпаковой камерой [5]. Одновременно в камеру

помещали один образец на растяжение и один на сжатие. Проводилось последовательно два эксперимента с прогревом до 100 °С и до 200 °С. Нагрев до требуемой температуры проводился за 15 мин, выдержка при заданной температуре 30 мин, далее камера остывала. К вакуумной системе подключали квадрупольный масс-спектрометр, который регистрировал газы, выделяющиеся при откачке. Масс-спектрометр квадрупольного типа регистрировал 13 наиболее часто встречающихся газов: 1 а.е.м. – Н; 2 а.е.м. – Н₂; 12 а.е.м. – С; 14 а.е.м. – N; 15 а.е.м. – СН₃; 16 а.е.м. – О + СН₄; 17 а.е.м. – ОН; 18 а.е.м. – Н₂О; 24 а.е.м. – С₂; 28 а.е.м. – N₂ + СО; 32 а.е.м. – О₂; 40 а.е.м. – Аг; 44 а.е.м. – СО₂.

Для двух вариантов прогрева были построены графики суммарного давления в камере (рис.5 и рис.6). По графикам видно, во время прогрева давление в камере не растет или растет незначительно, после начала выдержки – процесс обезгаживания – давление в камере возрастает. Таким образом можно говорить о том, что наибольшее количество газов выделяется материалом в процессе обезгаживания. При прогреве до 200 °С суммарное давление достигало значений более 2,5⁻¹ Па, данный вакуум уже нельзя считать высоким. Возможно, при более мощном высоковакуумном насосе удастся достигнуть высокого вакуума, но применение такого МРЭ в высоком и сверхвысоком вакууме затруднительно.

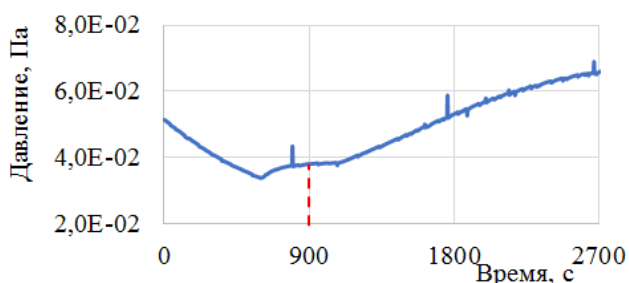


Рис.5. Давление в камере при прогреве до 100 °С и выдержке

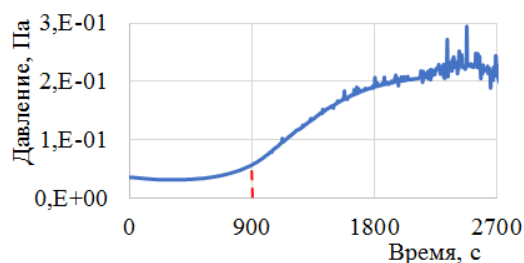


Рис.6. Давление в камере при прогреве до 200 °С и выдержке

Для выявления газов, оказывающих наибольшее влияние на суммарное давление в камере, были построены графики зависимости давления от времени по данным масс-спектрометра для каждого из газов. На рис.7 представлены парциальные давления газов при прогреве до 100 °С, видно, что все газы имеют порядок 10⁻⁴ – 10⁻⁵Па, что на два порядка ниже суммарного давления в камере. Также с течением времени парциальные давления газов уменьшаются, что влияет на суммарное давление. При прогреве до 200 °С видны резкие всплески давления газов, что может говорить об обезгаживании внутренних пор материала (рис.8).

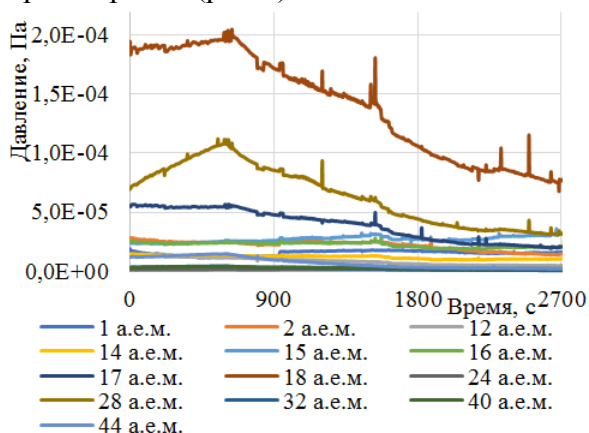


Рис.7. Графики парциальных давлений газов при прогреве до 100 °С и выдержке

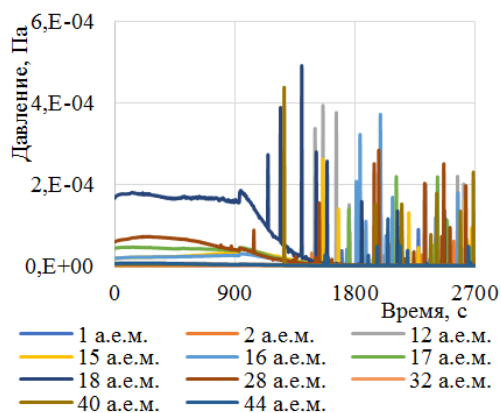


Рис.8. Графики парциальных давлений газов при прогреве до 200 °С и выдержке

При сложении парциальных давлений газов, исследуемых масс-спектрометром, было получено давление на два порядка ниже текущего давления в камере. Можно сделать вывод о том, что не все выделяющиеся газы были рассмотрены, имеется газ, парциальное давление которого существенно влияет на суммарное.

После обезгаживания образцы МРЭ были повторно испытаны на кафедре РК5 (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва). Образцы стали менее маслянистые, более плотные. После повторных испытаний диаграммы растяжения и сжатия образцов были перестроены в диаграммы материала – зависимость напряжения от деформации. На рисунках 9 и 10 приведены усредненные экспериментальные данные для образцов на растяжение и сжатие, по которым видно, что угол наклона линейных участков деформации после обезгаживания увеличился, произошло увеличение модуля упругости, что говорит об изменении механических свойств образцов МРЭ. Также видно, при большей температуре прогрева произошло большее изменение модуля упругости, в то время как для системы активной виброизоляции важно постоянство механических свойств.

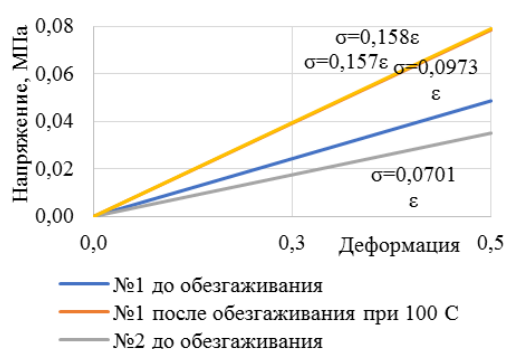


Рис.9. Графики зависимости напряжения от упругой деформации для образцов на растяжение

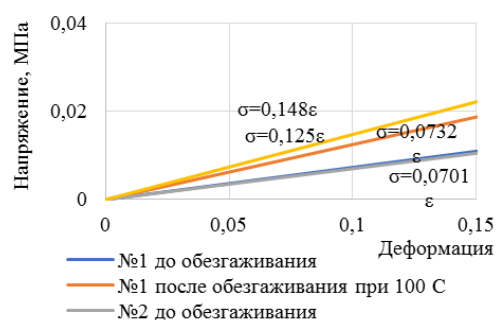


Рис.10. Графики зависимости напряжения от упругой деформации для образцов на сжатие

Таким образом, проведенные эксперименты по газовыделению МРЭ показали невозможность применения подобного эластомера в вакууме. При прогреве свыше 100 °С не удастся достигнуть высокого вакуума, требуемого для большинства технологических процессов. Эксперименты по исследованию механических свойств полимера до и после обезгаживания показали увеличение модуля упругости после обезгаживания более чем в 1,5 раза, что необходимо учесть при проектировании системы активной виброизоляции.

Следующим этапом работы будет разработка рекомендаций по составу МРЭ, для удовлетворения требований вакуума и системы активной виброизоляции.

Литература

1. Bazinenkov, A. M., & Mikhailov, V. P. (2015). Active and semi active vibration isolation systems based on magnetorheological materials. *Procedia Engineering*, 106, 170-174.
2. CZL лабораторное оборудование: [Электронный ресурс] // Лабораторное оборудование и приборы. Аналитическое, лабораторное, промышленное оборудование. Комплексные и индивидуальные решения. URL: <https://www.czl.ru>.
3. Active vibration isolation. Benchtop Vibration Isolation Units – Micro Series. [Электронный ресурс]. URL: <http://www.autoscan.com>.
4. Степанов, Г. В., Крамаренко, Е. Ю., Перов, Н. С., Семисалова, А. С., Борин, Д. Ю., Богданов, В. В., ... & Стороженко, П. А. (2013). Магнитоактивный полимер с магнитотвердым наполнителем. *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика*, (4).
5. Иванова Д.А., Ротарь А.П., Базиненков А.М. (2019). Исследование газовой выделения магнитоэологического эластомера при прогреве в вакууме. *Материалы Девятой Российской студенческой научно-технической конференции*, 65-66.

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ АРХИТЕКТУРЫ ИСКУССТВЕННОЙ
НЕЙРОННОЙ СЕТИ ДЛЯ КЛАССИФИКАЦИИ ПРИ ПОМОЩИ
РОБОТИЗИРОВАННЫХ КОМПЛЕКСОВ**

*DESIGNING ARCHITECTURE OF AN ARTIFICIAL NEURAL NETWORK FOR
CLASSIFICATION USING ROBOTIC COMPLEXES*

Кононенко¹ К.М. – ассистент кафедры ИиИТ, **Демидов¹ Д.Г.** – к.т.н., доцент кафедры ИиИТ, **Винокур¹ А.И.** – д.т.н., директор ИПИТ, **Крупенин² В.Л.** – д.т.н., г.н.с.

¹Московский политехнический университет

²Институт машиноведения РАН

xeniaefim@gmail.com

Abstract. This article describes the basic principles of constructing artificial neural networks for pattern recognition on raster images using robotic complexes. The basic parts of convolutional neural networks are considered. Examples of evaluating the accuracy of preliminary testing results developed by the authors of a convolutional neural network model are given.

Keywords: pattern recognition, neural networks, convolutional neural networks, classification, information systems, artificial intelligence, robots.

Аннотация. В данной статье описываются основные принципы построения искусственных нейронных сетей для распознавания образов на растровых изображениях при помощи роботизированных комплексов. Рассмотрены базовые части сверточных нейронных сетей. Приведены примеры оценки точности результатов предварительного тестирования, разрабатываемой авторами модели сверточной нейронной сети.

Ключевые слова: распознавание образов, нейронные сети, сверточные нейронные сети, классификация, информационные системы, искусственный интеллект, роботы.

За последние десятилетия визуальное распознавание заняло одну из ведущих позиций в разработке машин, использующих искусственный интеллект. Использование автоматизированными производственными роботизированными комплексами визуальной информации выросло многократно – автоматическая сортировка, определение брака, определение физико-химических свойств объекта и т.п. С технической точки, для информационных систем, составляющих основу таких комплексов, визуальная информация по-прежнему предоставляется как набор пикселей. Для того, чтобы робот смог «осознано» обрабатывать данную информацию, требуется использовать и разрабатывать новые методы обработки. Одним из таких методов стали активно развивающиеся искусственные нейронные сети, которые способны обучать информационные системы идентифицировать объекты реального мира, подобно обучению маленького ребенка. Данный процесс, несмотря на очевидный прогресс, остается медлительным и непредсказуемым.

Сверточные нейронные сети, которые чаще всего используют для визуального распознавания в производственных комплексах, и которые доказали свою эффективность по сравнению с классическими полносвязными архитектурами нейронных сетей, также требуют усовершенствования.

Перед инженерами возникает задача – грамотно спроектировать архитектуру нейронной сети, которая позволила бы эффективно распознавать образы при помощи роботизированных комплексов. В настоящее время данная задача является крайне актуальной как при распознавании образов малыми роботами, так и при массовых производствах товаров – от продуктов питания до машиностроения.

Рассмотрим возможность проектирования сверточной нейронной сети для распознавания образов, в конкретном случае – классификации (сортировка по заданным категориям), объектов, которую возможно внедрить в роботизированный комплекс.

Главная причина, побуждающая к исследованию и созданию новой модели ИНС – это конкретизация предметной области (речь идет о роботизированных комплексах). Если присмотреться к набору изображений товаров конкретного производства, то можно увидеть, что по некоторым визуальным признакам изображения будут отличаться от набора таких же образов, допустим, в интернет-магазине. Такое отличие наталкивает на мысль, что между образами товаров на изображениях, полученных в одних и тех же условиях, существует некоторая связь, которую можно попытаться установить при помощи классификатора. В итоге, модель, комбинируя входные данные определенным образом, должна будет производить полезные прогнозы на ранее никогда не виденных данных – что и является машинным обучением.

Основу СНС составляет операция «свертка». В математике свертка представляет операцию комбинирования двух функций для получения новых значений. В машинном обучении, это комбинирование фильтра свертки (ядра свертки) и входной матрицы значений. Во время обучения СНС «запоминает» оптимальные значения для ядра свертки, которые позволяют ей извлекать значимые элементы (текстуры, края, фигуры) из входной карты объектов. По мере того, как количество фильтров (глубина карты выходных объектов), применяемых к входным данным, увеличивается, вместе с тем увеличивается количество признаков, которые может извлечь СНС.

После каждой операции свертки к выходной карте признаков применяется активационная функция «выпрямитель» ReLU (Rectified Linear Unit, формула 1):

$$F(x) = \max(0, x). \quad (1)$$

Основное преимущество данной функции при работе в СНС – это ее быстродействие, также значительным плюсом является ее свойство бороться с экспоненциальным затуханием весов при методе обратного распространения ошибки, так как ее градиент при $x > 0$ равен 1.

Следующим шагом в СНС проводят субдискретизацию (pooling) карт признаков. Субдискретизация позволяет повысить точность признаков изображения выбором из карты признаков лишь части значений. Чаще всего для субдискретизации используют функцию максимума. При субдискретизации значительно уменьшается пространственный объем карт признаков.

В итоге, структуру СНС можно представить в виде повторяющегося блока, состоящего из свертки и субдискретизации. Чем больше таких блоков, тем больше признаков будет извлечено из изображения. Одна из задач инженера, проектирующего такую сеть, не допустить переизбытка признаков и сбалансировать все блоки СНС таким образом, чтобы распознавание было максимально точным.

Завершающая часть мультиклассовых СНС, именно тех, которые предназначены для распознавания нескольких образов, – это полносвязные нейронные слои. Все нейроны первого слоя соединяется со всеми нейронном второго слоя, создавая возможность передачи сигнала к каждому нейрону двух слоев. Как правило, последний полносвязный слой содержит функцию активации «мягкого максимума» softmax (формула 2):

$$\sigma(z)_i = \frac{e^{z_i}}{\sum_{k=1}^N e^{z_k}}, \quad (2)$$

где $(z_i$ – значение на выходе из i -го нейрона до активации, а N – общее количество нейронов в слое), которая выводит значение вероятности от 0 до 1 для каждого класса, которые модель пытается определить.

При проектировании СНС задача исследователя сводится к правильной настройке модели: выбору количества блоков свертки, фильтров свертки, настройке функций активаций и т.п. Подбор всех параметров индивидуален в каждой предметной области. В итоге моя модель СНС для системы распознавания образов выглядит следующим образом

(рисунок 1).

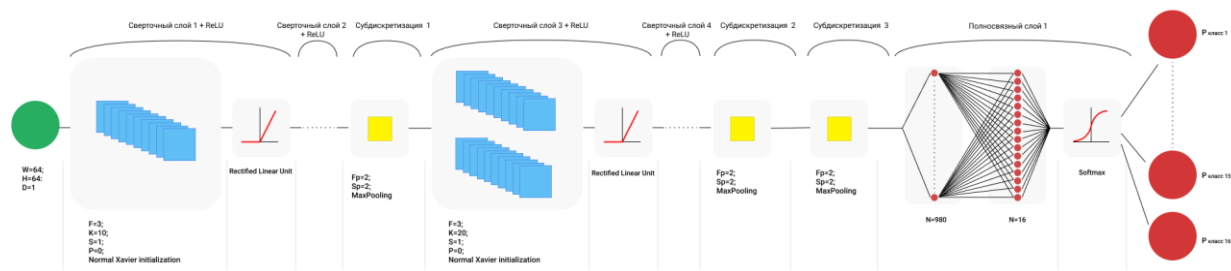


Рис. 1. Структура разрабатываемой ИНС

Смоделированная ИНС используется в приложении в двух режимах: администрирования (происходит тренировка нейронной сети) и использования (сеть делает прогноз).

Входные данные в режиме тренировки представляют собой набор размеченных изображений, в режиме использования – изображение одно и его класс неизвестен. В саму ИНС на вход подаются значения пикселей с глубиной 1 (подаем черно-белое изображение).

Размер ядра свертки 3x3. Мелкий размер фильтра позволяет выделить больше деталей, но он очень чувствителен к шумам.

Размер матрицы субдискретизации определяем, как 2x2. Такой размер подходит для нашей модели, потому что в качестве входных данных мы получаем небольшие изображения (4096 пикселей), если в процессе тестирования увеличить размер входного изображения, то тогда размер матрицы субдискретизации тоже следует увеличить.

Заключительный слой сети, полносвязный, где количество нейронов равно количеству предсказываемых классов. В ходе работы ИНС на выходе получаем вероятность для каждого класса. Таким образом, самое большое значение вероятности можно понимать, как определение принадлежности объекта на изображении к соответствующему образу.

Для того, чтобы контролировать процесс обучения (обучается сеть или нет) и не проводить валидацию сети после каждого шага, я отслеживаю значения функции потерь на каждом шаге обучения (рисунок 2).



Рис. 2. График значений функции потерь на различных шагах обучения

Как видно из графика, на первых шагах идут колебания функции потерь, то есть алгоритм демонстрирует плохую сходимость градиента.

Важным замечанием при анализе эффективности работы модели ИНС для мультиклассовой классификации является то, что оперируемый набор данных в сети несбалансированный. Поэтому при оценке эффективности такие методы, как точность (ассигасу) или математическая корреляция, являются не достоверными. Для оценки несбалансированного набора данных используется F-мера (F1 score).

В таблице 1 приведены расчеты F-меры для всех оцениваемых моделей (Модель

№1 – 6000, Модель №2 – 3000, Модель №3 – 1000, Модель №4 – 500 тренировок соответственно).

Табл. 1. Значения Precision, Recall и F-меры для моделей №1, №2, №3, №4

Название модели	Precision	Recall	F-мера
Модель №1	0,431	0,450	0,440
Модель №2	0,400	0,400	0,400
Модель №3	0,320	0,323	0,321
Модель №4	0,363	0,373	0,367

Из таблицы 1 видно, что самой точной является модель с более длительной тренировкой. Таким образом, предварительно можно заключить, что структура сети сконструирована верно, но для более точного результата требуется более длительная тренировка.

Успех систем распознавания во многом зависит от того насколько хорошо система обучена. Но очевидно, что больше половины успеха зависит от структуры, используемой СНС. Увеличение использования ИИ роботизированными комплексами для распознавания образов приводит к пересмотру классических структур нейронных сетей – нейронные сети требуют особого подхода к проектированию с учетом всех аспектов системы. В данной работе было предложено решение задачи распознавания образов для роботизированных комплексов. Точность данной модели составила 44%, но благодаря проведенным экспериментам можно увидеть тенденцию повышения точности распознавания за счёт улучшения процесса обучения (увеличение количества образцов и тренировок).

Литература

1. Местецкий Леонид. Курс лекций "Математические методы распознавания образов" // Московский государственный университет имени М.В.Ломоносова. 04.05.11. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.intuit.ru/studies/courses/2265/243/info> (дата обращения: 21.10.17).
2. Функции активации нейросети: сигмоида, линейная, ступенчатая, ReLu, tahn. 29.11.18 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://neurohive.io/ru/osnovy-data-science/activation-functions/> (дата обращения: 10.12.18).
3. Попов В.А. ТЕОРИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ. ЧАСТЬ 1. ЭЛЕМЕНТАРНАЯ ТЕОРИЯ ВЕРОЯТНОСТЕЙ. – Казань: Лаборатория оперативной полиграфии издательства КФУ, 2013. - стр. 50.
4. Stanford University. Convolutional Neural Networks (CNNs / ConvNets), 2019 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cs231n.github.io/convolutional-networks/#architectures> (дата обращения: 02.04.19).
5. Introduction to Loss Functions [В Интернете] / авт. Algorithmia Blog // Algorithmia Blog. – 30.04.2018 г. – 10.09.2018 г. - <https://blog.algorithmia.com/introduction-to-loss-functions/>.
6. Hao Zhang. Loss Functions in Neural Networks, 07.06.17. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: https://isaacchanghau.github.io/post/loss_functions/ (дата обращения: 10.12.18).
7. Stanford University. Neural Networks, 2019 г. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://cs231n.github.io/neural/> (дата обращения: 01.04.2019).

ФОРМИРОВАНИЕ ТРАССЫ ОРБИТЫ КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА ДЛЯ МОНИТОРИНГА ЗЕМЛИ *FORMATION OF THE SPACECRAFT ORBIT PATH FOR EARTH MONITORING*

Константинова¹ А.П. – студентка, **Лебедев² В.В.** – доктор технических наук, доцент
¹ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт» (НИУ)

²ФГБОУ ВО «Московский государственный строительный университет» (НИУ)
nastya-konstantin@lenta.ru, lebedev_v_2010@mail.ru

Abstract. The question of formation of the route of the spacecraft set by requirements of monitoring of a surface of the Earth from space is studied. On the example of the «Molniya» spacecraft, the software was debugged and the possibility of locating the route loop over lake Baikal for environmental monitoring was shown. Other forms of routes for practical application are offered.

Key words: spacecraft, track, orbit, monitoring.

Аннотация. Изучается вопрос формирования трассы космического аппарата, заданной требованиями мониторинга поверхности Земли из космоса. На примере космического аппарата «Молния» выполнена отладка программного обеспечения и показана возможность расположения петли трассы над озером Байкал для экологического мониторинга. Предложены другие формы трасс для практического применения.

Ключевые слова: космический аппарат, трасса, орбита, мониторинг.

Период обращения космического аппарата (КА) зависит от высоты орбиты. С математической точки зрения важен факт увеличения периода обращения КА с возрастанием высоты орбиты. В частности, период обращения КА по орбите, равный $T_{24} = 24$ часам, то есть периоду обращения Земли вокруг своей оси, будет на

геостационарной орбите (ГСО). Высота ГСО равна $h_{GSO} = \sqrt[3]{\frac{\mu_3 T_{24}^2}{4\pi^2}} - R_3 \approx 36000$ км. Если КА

находится ниже ГСО, то он обгоняет вращающуюся Землю в процессе своего орбитального движения, а если выше – отстаёт от вращения Земли. На этом свойстве баллистики была создана система космических аппаратов «Молния» с орбитами, трассы которых описывают петли на поверхности Земли. Задача исследования заключается в детальном изучении свойств петли трассы для достижения цели работы, то есть для формирования рациональной или оптимальной орбиты для наблюдения за конкретным районом поверхности Земли из космоса. В частности, требуется сформировать орбиту КА для наилучшего наблюдения за районом озера Байкал [1]. Для решения сформулированной задачи необходимо было создать математическую модель движения КА относительно поверхности вращающейся Земли. Для первичной оценки и иллюстрации положительного эффекта от предполагаемого результата нет смысла пользоваться сложными баллистическими программами, но вполне достаточно изучить невозмущённое движение КА по эллиптической орбите [2]. Задача решалась аналитически с привлечением компьютера и созданием программ на языке ПАСКАЛЬ в несколько этапов [3,4]. Для контроля правильности полученных промежуточных результатов в процессе решения задачи за основу были приняты следующие исходные данные и характеристики известной орбиты «Молния» со следующими параметрами: наклонение $i=62,8^{\circ}$; большая полуось $a=26561$ км; эксцентриситет $\varepsilon=0,725$; высота перигея $h_p=933$ км; высота апогея $h_a=39448$ км; радиус Земли $R_3=6371,210$ км; гравитационный параметр Земли $\mu_3 = GM_3 = 3,986004415 \text{ м}^3/\text{с}^2$ угловая скорость вращения Земли

$\omega_3 = 7,2921158553 \cdot 10^{-5}$ рад/с. Сначала было проведено описание эллиптической траектории: удаление апогея от центра Земли $r_a = R_3 + h_a$, удаление перигея от центра Земли $r_n = R_3 + h_n$, фокальный параметр $p = r_a(1 - \varepsilon)$, уравнение эллипса в полярных координатах $(r; \varphi)$ записывается в виде $r = r(\varphi) = \frac{p}{1 + \varepsilon \cdot \cos \varphi}$. Для моделирования движения КА по эллиптической орбите в полярных координатах $(r; \varphi)$ достаточно изменять полярный угол φ от 0^0 до 360^0 и вычислять полярное удаление r . Шаг изменения полярного угла удобно выбрать постоянным, а для повышения точности расчётов уменьшать его. При отладке программы этот шаг был 10^0 , затем был уменьшен до 1^0 , но табличный редактор EXCEL позволят работать с шагом $0,01^0$, чтобы строить графики по 36000 точкам.

Переход от полярной системы координат к декартовой выполняется по формулам $\begin{cases} x = r \cos \varphi \\ y = r \sin \varphi \end{cases}$; Новая система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ получается из начальной системы поворотом на угол i вокруг оси $OY=OY_1$. Схема такого преобразования координат показана на рис.1.



Рис.1. Системы координат для построения трассы КА

Наклонение плоскости орбиты КА к плоскости экватора Земли обозначим символом i . Для поворота плоскости орбиты КА вокруг оси OY от плоскости экватора Земли до указанного наклонения i надо выполнить соответствующее преобразование координат $\|x_1 \ y_1 \ z_1\| = \|x \ y \ z\| \cdot M_y(i)$, где матрица преобразования-поворота имеет вид

$$M_y(i) = \begin{vmatrix} \cos i & 0 & -\sin i \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin i & 0 & \cos i \end{vmatrix}. \text{ В развёрнутом виде получаем следующие рабочие формулы}$$

сначала в матричном виде, $\|x_1 \ y_1 \ z_1\| = \|x \ y \ z\| \cdot \begin{vmatrix} \cos i & 0 & -\sin i \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin i & 0 & \cos i \end{vmatrix}$, а затем в виде системы

трёх уравнений $\begin{cases} x_1 = x \cos i + 0 - z \sin i ; \\ y_1 = 0 + y + 0 ; \\ z_1 = -x \sin i + 0 + z \cos i . \end{cases}$

Учитывая начальные полярные координаты $(r; \varphi)$ и переход от них к плоскую декартову прямоугольную систему $(x; y)$, а затем в трёхмерную $(x; y; z)$, получаем

общие формулы преобразования полярных координат в координаты $(x_1; y_1; z_1)$ повернутой вокруг оси OY на угол i системы

$$\begin{cases} x_1 = r \cos \varphi \cos i + 0 - z \sin i ; \\ y_1 = 0 + r \sin \varphi + 0 ; \\ z_1 = -r \cos \varphi \sin i + 0 + z \cos i . \end{cases}$$

В полученных формулах $z=0$, поэтому
$$\begin{cases} x_1 = r \cos \varphi \cos i ; \\ y_1 = r \sin \varphi ; \\ z_1 = -r \cos \varphi \sin i . \end{cases}$$

В результате получен вектор $(x_1; y_1; z_1)$ текущей точки эллипса в повернутой системе координат.

Поворот плоскости эллиптической траектории на величину наклона i сформировал новые координаты текущей точки орбиты

$$\|x_1 \ y_1 \ z_1\| = \|x \ y \ z\| \cdot \begin{vmatrix} \cos i & 0 & -\sin i \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin i & 0 & \cos i \end{vmatrix}, \text{ которые потом были пересчитаны в географическую}$$

широту и долготу
$$\begin{cases} \varphi_g = \varphi_{g0} = \arctg \frac{z_1}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}} ; \\ \lambda_g = \lambda_{g0} - \omega_3 t = \arctg \frac{y_1}{x_1} - \omega_3 \sum \frac{S_{\Delta i}}{S_{ell}} T . \end{cases}$$
 Учёт времени движения КА

по эллиптической орбите выполнен на основе второго закона Кеплера (закона площадей). При орбитальном движении радиус-вектор КА за равные промежутки времени описывает равные площади. Сначала в программе была вычислена площадь эллипса орбиты КА по формуле $S_{ell} = \pi ab = \pi a^2 \sqrt{1-e^2}$, так как малая полуось b эллипса выражается через его большую полуось a и эксцентриситет ε по формуле $b = a\sqrt{1-e^2}$. Потом был вычислен

период обращения КА по эллиптической орбите вокруг Земли по формуле $T = 2\pi \sqrt{\frac{a^3}{\mu_3}}$,

который был сопоставлен площади эллипса орбиты S_{ell} . Далее шаг изменения времени при движении КА по эллиптической орбите был предположен маленьким, чтобы пренебречь величиной изменения Δr_i удалённости объекта от Земли на участке i орбиты, а также искривлением траектории на этом небольшом участке орбиты. Тогда ометаемую радиус-вектором площадь можно приближённо предполагать равной площади треугольника $S_{\Delta i} = 0,5 r_i^2 \sin \varphi_i$. Продолжительность движения КА по этому малому участку орбиты можно приближённо вычислить с помощью второго закона Кеплера

(закона площадей) по формуле $\Delta t_i = \frac{S_{\Delta i}}{S_{ell}} T$. Общая продолжительность движения КА от

точки перигея до текущего положения на эллиптической орбите получается суммированием продолжительностей всех предыдущих элементарных участков

$$t = \sum \Delta t_i = \sum \frac{S_{\Delta i}}{S_{ell}} T .$$

Подставляем это время в формулу для географической долготы

$$\left\{ \begin{array}{l} \varphi_g = \varphi_{g0} = \arctg \frac{z_1}{\sqrt{x_1^2 + y_1^2}} ; \\ \lambda_g = \lambda_{g0} - \omega_3 t = \arctg \frac{y_1}{x_1} - \omega_3 \sum \frac{S_{\Delta i}}{S_{ell}} T . \end{array} \right.$$

Задача построения трассы КА решена.

Решение задачи построения трассы КА реализовано на компьютере с помощью языка программирования ПАСКАЛЬ. На рис.2 показан окончательный реальный вариант трассы КА «Молния» с учётом вращения Земли.



Рис.2. Примеры построения двух трасс орбит КА

Разработанный методический материал позволяет исследовать любые эллиптические орбиты с позиции анализа трасс космических аппаратов.

Например, на рис.2 показана трасса КА, выведенного на орбиту с наклонением $i=63,435^\circ$, высотой перигея $h_p=1000$ км, высотой апогея $h_a=50000$ км. За один виток по орбите КА смещается по географической широте приблизительно на 110° , то есть петля трассы будет вращаться по долготе.

Полученные результаты позволяют сформулировать основной вывод.

Подбирая параметры орбиты, можно сформировать трассу КА, наиболее благоприятную для наблюдения заданного района поверхности Земли. Для экомониторинга озера Байкал петля трассы должна находиться над водоёмом. Интересен факт относительного движения КА вдоль земной параллели при сильно вытянутых высоких эллиптических орбитах с эксцентриситетом, близким к единице. Такие орбиты требуют отдельного изучения.

Литература

1. Меньшиков В.А., Перминов А.Н., Урлич Ю.М. Глобальные проблемы человечества и космос. – М.: «Изд.МАКД», 2010. – 570 с.
2. Акимов А., Гриценко А., Степанов А., Чазов В. Особенности построения и эксплуатации орбитальных группировок систем спутниковой связи / Спутниковая связь и вещание, 2016. – С.72-87.
3. Константинова А.П. Получение новой информации об экологии Байкала с помощью старых орбит "Молния" / Материалы XXX Международной конференции "Современные информационные технологии в образовании 2019". Часть 2. Ред. группа: Алексеева О.С. и др. - Троицк-Москва, 25 июня 2019 г. – Изд-во "Тровант", 2019. – 167 с. – Ил. – ISBN 978-5-89513-446-7. – С.113-115.
4. Эл. ресурс: <https://ito2019.bytic.ru/uploads/files/compilation2019.pdf>
5. Лебедев В.В., Иванов В.Л., Меньшиков В.А., Пчелинцев Л.А. Космический мусор. В 3-х томах. Том.1. - М.: Патриот, 1996. - 360 с.

ДЕСУЛЬФАТАЦИЯ СВИНЦОВЫХ АККУМУЛЯТОРОВ *DESULFATE LEAD BATTERIES*

Косарева М.А. – студент
МБОУ «Гимназия №5» (г. Королёв)
milena.kosareva.04@bk.ru

Abstract. Sulfation of lead-acid batteries is an unsolved technical problem. From the chemical point of view, the sulfation process is explained by the interaction of lead in battery plates with concentrated sulfuric acid. As a result, lead II sulfate is formed on the plates, which prevents the passage of electric current not only during the discharge of the battery, but also during charging. The aim of the work is to create a household electronic device for desulfatation of lead-acid batteries. In this work the particular problem of determining the main electrical characteristics of the electronic desulfator is solved.

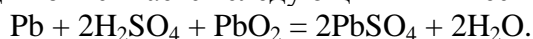
Key words: electrochemistry, desulfate, lead battery.

Аннотация. Нерешённой технической проблемой является сульфатация кислотно-свинцовых аккумуляторов. С позиции химии процесс сульфатации объясняется взаимодействием свинца в аккумуляторных пластинах с концентрированной серной кислотой. В результате на пластинах образуется диэлектрик сульфат свинца II, который препятствует прохождению электрического тока не только во время разряда аккумуляторной батареи, но и в процессе зарядки. Цель работы заключается в создании бытового электронного устройства для десульфатации кислотно-свинцовых аккумуляторов. В этой работе решается частная задача по определению основных электрических характеристик электронного десульфатора.

Ключевые слова: электрохимия, десульфатация, свинцовый аккумулятор.

Химический процесс сульфатации свинцово-кислотного аккумулятора известен более полувека и подробно описан в научно-технической литературе, например, по электрохимии [1,2,3].

Реакция сульфатации описывается следующим химическим уравнением:



При правильном применении свинцово-кислотного аккумулятора сульфатация происходит медленно, поэтому о ней потребители обычно не вспоминают. Неприятности начинаются при грубых нарушениях правил пользования аккумуляторами, основными из которых являются:

- 1) глубокий или даже полный разряд аккумулятора;
- 2) длительное хранение разряженного аккумулятора;
- 3) долгое отсутствие сетевой зарядки аккумулятора;
- 4) напряжённый режим работы в городском цикле;
- 5) внедрение в автомобили экологической опции «стоп-старт» и др.

При сульфатации аккумулятора сульфат свинца II плотно покрывает свинцовые пластины белой диэлектрической плёнкой, сначала тонкой, но потом значительной. Диэлектрическая плёнка может стать такой плотной и толстой, что даже напряжение порядка 100В не сможет обеспечить процесс зарядки аккумулятора.

Процесс сульфатации происходит как при штатном разряде аккумулятора, так и при хранении. Но особенности этого процесса принципиально различны. При штатной работе образуются кристаллы сульфата свинца II, которые потом при зарядке аккумулятора вновь переходят в чистый свинец и оксид свинца IV. При саморазряде аккумулятора при долгом хранении, при малом токе саморазряда, кристаллы сульфата свинца II становятся очень мелкими, изолируют рабочие пластины от электролита, препятствуют прохождению электрического тока в цепи внутри аккумулятора.

Получается, что сульфатированный аккумулятор нельзя зарядить, поэтому его приходится утилизировать или просто выбрасывать, а взамен покупать новый. Цель работы заключается в создании бытового электронного устройства для десульфатации кислотных свинцовых аккумуляторов, не требующего лабораторного оборудования. В этой работе решается частная задача по определению основных электрических характеристик электронного десульфатора [5]. В настоящей работе электронная схема была повторена, а потом было предложено новое устройство - схема генератора с качающейся частотой импульсов. В этом устройстве диэлектрическая плёнка сульфата свинца PbSO_4 разрушается от воздействия импульсов тока продолжительностью 7-10 мкс при частоте следования 30 кГц и величине амплитудного напряжения до 20 В. Недостатком предлагаемого устройства является регулируемая частота, смысл регулировки которой теряется, потому что оптимальная или рациональная частота десульфатации индивидуальна для каждого аккумулятора. В настоящей работе предлагается принципиально усовершенствовать электронный блок управления десульфатором свинцово-кислотных аккумуляторов.

Сначала на макетной плате была повторена электронная схема десульфатора без подключения аккумулятора, чтобы определить величину сопротивления и электроёмкости в блоке управления. Были получены два главных вывода. Во-первых, в десульфаторе достаточно регулировать сопротивление реостата от 10 кОм (частота 40 кГц) до 30 кОм (частота 17 кГц). Во-вторых, импульсы длительностью 3,3 мкс со скважностью 10, или коэффициентом заполнения 0,1 (10%), при линейной частоте 30 кГц обеспечиваются генератором при сопротивлении реостата 15 кОм и при электроёмкости конденсатора 4 нФ. Но главное, была обоснована необходимость дополнения схемы генератором сигналов плавающей частоты десульфатации, которая не известна и индивидуальна для каждого аккумулятора. Это новизна предстоящей перспективной работы. Схема лабораторного электронного блока управления десульфатором взята из статьи [5] и показана на рис.1.

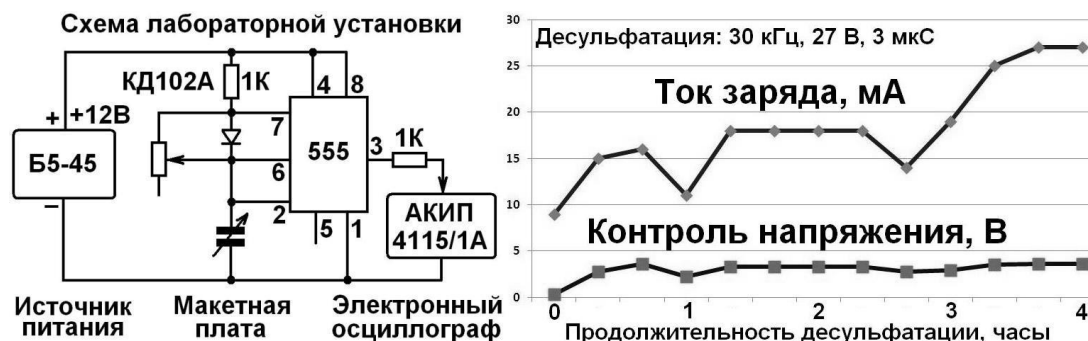


Рис.1. Электронный блок управления десульфатором

Для проверки правильности сформулированных гипотез и предположений о возможности улучшения процесса десульфатации были проведены три опыта по восстановлению долго хранившихся без применения старых аккумуляторных батарей. Первый аккумулятор был выведен из эксплуатации год назад из-за снижения электроёмкости и плохого процесса зарядки. Второй аккумулятор от компьютерного блока бесперебойного питания хранился без применения 7 лет. Третий аккумулятор не применялся 4 года. Режим десульфатации был выбран почти таким же, как в статье [5], но длительность импульсов была уменьшена с 7-10 мкс до 3-5 мкс. Частота импульсов 30 кГц была сохранена, амплитуда импульсов была увеличена с 20 В до 27 В. Длительность импульса была уменьшена до 3 мкс, чтобы более явно выявить факт начала процесса десульфатации. Действительно, такие импульсы при скважности 10 и вдвое повышенной амплитуде в пять раз слабее заряжают аккумулятор, чем постоянный ток. На рис.2 показаны характерные осциллограммы процесса восстановления этих трёх кислотных свинцовых аккумуляторных батарей.

Характеристики импульсов при отладочном напряжении питания 12 В показаны на осциллограммах №1 и №2. После подключения входного стабилизатора напряжения на основе микросхемы 7812 амплитуда импульсов была увеличена до 27 В, то есть до предельного режима работы микросхемы-стабилизатора напряжения. Кратковременные включения показали, что устройство работает даже при напряжении 40 В, но микросхема может перегореть в любой момент. Первый аккумулятор через 20 минут после подключения к десульфатору показал осциллограмму №3 нормальной батареи. Фактически это нормальный аккумулятор с тонким слоем сульфата свинца II на пластинах, который очень быстро был разрушен с помощью собранного устройства. Второй аккумулятор с самым большим сроком пассивного хранения и начальным напряжением всего 0,5 В сначала показывал осциллограмму №4 полностью вышедшего из строя устройства. Однако через 4 часа на осциллограмме №5 появились сначала небольшие пики, через 8 часов десульфатации пики стали выражены явно, появилась возможность подключить штатное зарядное устройство.

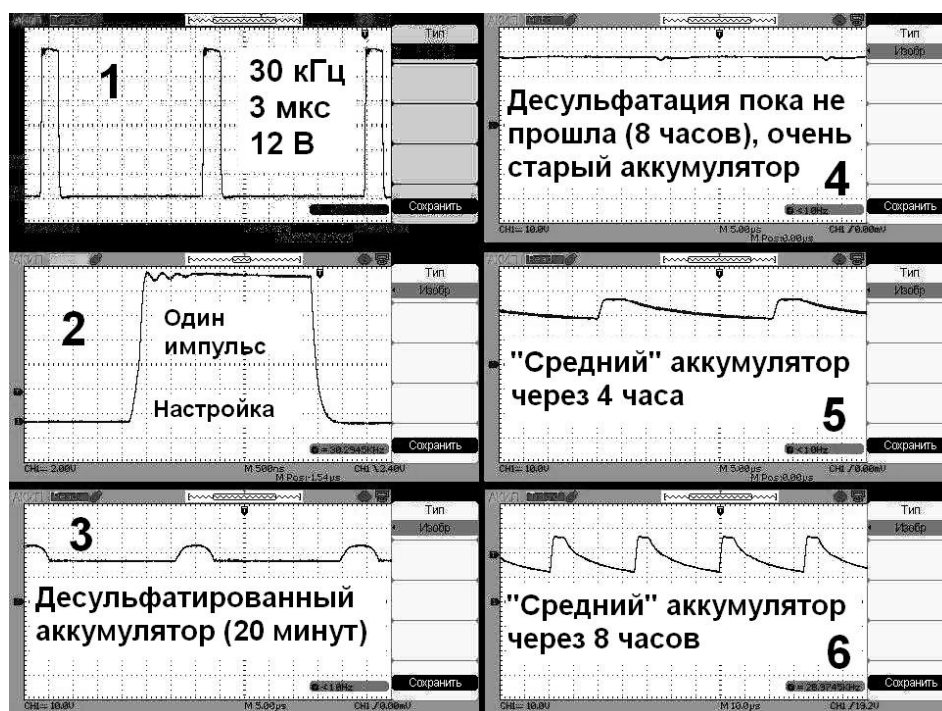


Рис.2. Характерные осциллограммы процесса десульфатации

После зарядки аккумулятора сравнительно слабым током 300 мА при допустимом токе заряда 2800 мА контрольная осциллограмма №3 на десульфаторе показала нормальный режим работы батареи. На рис.1 показан график возрастания тока зарядки второго аккумулятора в процессе десульфатации свинцовых пластин. Начальный ток зарядки был 9 мА при напряжении 27 В, то есть соответствовал внутреннему сопротивлению батареи 3 кОм. Через 4 часа после начала процесса десульфатации ток заряда увеличился до 27 мА при напряжении 27 В, то есть внутреннее сопротивление батареи уменьшилось в три раза и стало равно 1 кОм. При дальнейшей работе с этим аккумулятором внутреннее сопротивление снизилось до 1 Ом, что доказало эффективность процесса десульфатации с помощью предложенного устройства. Третий аккумулятор, хотя и хранился 4 года в пассивном режиме, а не 7 лет, как второй аккумулятор, даже после восьми часов десульфатации не удалось «оживить», осциллограмма №4 продолжала оставаться почти в виде линии, что доказывает очень толстый слой мелкокристаллического оксида свинца II на рабочих пластинах. Самый плохой аккумулятор обеспечивал ток заряда 3 мА при напряжении 30 В, то есть имел внутреннее сопротивление 10 кОм, которое пока не удалось уменьшить. Объяснить такое

большое внутреннее сопротивление можно толстой плёнкой сульфата свинца II на рабочих свинцовых пластинах. Была высказана гипотеза, что при более длительных сроках процесса десульфатации толстая плёнка диэлектрика будет постепенно разрушена, поэтому опыты с этим аккумулятором продолжаются.

Экономический эффект от внедрения нового устройства основан на большом рынке свинцовых аккумуляторов. Сейчас этот рынок оценивается одним миллиардом автомобильных аккумуляторов со средней стоимостью 5000 рублей, то есть пятью триллионами рублей. Средний срок службы аккумулятора равен пяти годам, то есть амортизационные потери составляют 1 трлн. руб. в год. Если десульфататор увеличит срок службы даже на 20%, то на этом рынке освобождаются финансовые средства 200 млрд. руб. в год. Даже если на каждом десятом автомобиле каждый десятый владелец захочет внедрить новое устройство, то первичный рынок будет равен 2 млрд. руб. в год.

Вывод. Предлагаемое направление исследований по созданию электронного десульфататора аккумуляторов выгодно как в техническом плане, так и в экономическом, то есть является инновационным внедрением.

Литература

1. Стратегия научно-технологического развития Российской Федерации. Указ Президента Российской Федерации от 1 декабря 2016 года № 642.2.
2. Федотьев Н.П. Прикладная электрохимия. Химия, 1962. 642 с.
3. Дувинг В.Г., Казаринов И.А., Бурашникова М.М. Устройство для заряда сульфатированного свинцово-кислотного аккумулятора импульсным асимметричным током // Электрохимическая энергетика. 2012. Т.12, №1. С.21-24.
4. Для чего нужна десульфатация аккумулятора и как её проводить? Электронный ресурс: <http://akbinfo.ru/ustrojstvo/desulfatacija-akkumuljatora.html>
5. Электронное восстановление аккумулятора. Электронный ресурс: <https://sdelaysam-svoimirukami.ru/4038-elektronnoe-vosstanovlenie-akkumuljatora.html>
6. Косарева М.А. Десульфатация кислотно-свинцовых аккумуляторов / Материалы XXX Международной конференции "Современные информационные технологии в образовании 2019". Часть 2. Троицк-Москва, 25 июня 2019 г. Изд-во "Тровант", 2019. 167 с. Направление: Детская конференция "Умный дом руками детей". С.115-117. Эл. ресурс: <https://ito2019.bytic.ru/uploads/files/compilation2019.pdf>
7. Косарева М.А. Электронный блок для управления десульфатором свинцово-кислотных аккумуляторов / Механика и моделирование материалов и технологий. Сборник трудов. Секция Международной молодёжной научной конференции "XLV Гагаринские чтения", 16-19 апреля 2019 г. М.: ИПМех РАН, 2019. 198 с.
8. Косарева М.А. Формирование требований к электронному блоку управления десульфатора свинцово-кислотных аккумуляторов / Материалы Международного молодёжного научного форума "Ломоносов 2019" 8-12 апреля 2019 г. М.: МГУ им. М.В.Ломоносова.
9. Косарева М.А. Электронный блок для управления десульфатором свинцово-кислотных аккумуляторов / Г12 Гагаринские чтения - 2019: XLV Международная молодёжная научная конференция: Сборник тезисов докладов: М.: Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет), 2019. С.962-963. Эл. ресурс: https://gagarin.mai.ru/files/2019/Abstracts_2019.pdf

**ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ДИСПЕРСНОЙ ФАЗЫ НА
ТРЕЩИНОСТОЙКОСТЬ КОМПОЗИТОВ ПРИ НОРМАЛЬНОМ
ОТРЫВЕ**
CRACK ENDURANCE OF DISPERSE STRENGTHENED COMPOSITES

Котов Г.П. – студент, **Лукьянов М.Н.** – ст. преподаватель,

Пирожков В.А. – доцент, к.т.н.

Московский политехнический университет

glebkotov@mail.ru

Abstract. Authors have realized the series of experiments to study the problem how the curvature radius in the tip of crack-like notch influences upon threshold values of strain intensity coefficient (SIC). Derived results concerning to the sizes of predestruction zones cast doubt on both versatility and certainty of some models now accepted to explain how dispersed phase inclusions influence upon crack endurance of fragile composites. These data provide the more grounded approach to simulating the processes of material decrepitation and may be used to choose the most optimal (for reasons of the crack endurance) volume content of disperse phase particles in the composite material.

Key words: Composites, disperse strengthened composites, polymer matrix of composite, disperse phase in the composite structure, crack development in composite material, crack endurance of the composite, volume content of mineral filler particles, predestruction zone near crack tip, simulation of fragile material decrepitation, normal fracture.

Аннотация. Авторами проведена серия экспериментов по исследованию влияния величины радиуса закругления вершины трещиноподобного разреза и коэффициентов интенсивности напряжений (КИН). Полученные данные о размерах зон предразрушения ставят под сомнение универсальность и достоверность некоторых существующих моделей влияния включения дисперсной фазы на трещиностойкость хрупких композитов, позволяют более обоснованно подходить к моделированию процесса их растрескивания и могут быть использованы при выборе оптимального, с точки зрения трещиностойкости, содержания частиц дисперсной фазы в материале.

Ключевые слова: композиты, дисперсно-упрочненные композиты, полимерная матрица композита, дисперсная фаза композита, развитие трещин в композиционном материале, трещиностойкость композита, объемное содержание частиц минерального наполнителя, зона предварительного разрушения в верхней части трещины.

Современные дисперсно-упрочненные композиционные материалы с полимерной матрицей широко применяются при изготовлении изделий различного назначения. Введение минеральной дисперсной фазы в состав композита позволяет значительно снизить расход дефицитных полимерных смол, а также повысить твердость, жесткость и износостойкость материала. Объемное содержание дисперсной фазы оказывает весьма заметное влияние на способность хрупкой полимерной матрицы противостоять развитию в ней трещин. Поскольку трещиностойкость материала зависит от интенсивности развития в малой окрестности конца трещины процесса, предшествующего локальному акту разрушения.

В настоящей работе, авторами предпринята попытка проследить взаимосвязь между размерами зон предназначенного материала в вершинах трещины нормального отрыва и объемным содержанием в композите частиц дисперсного наполнителя.

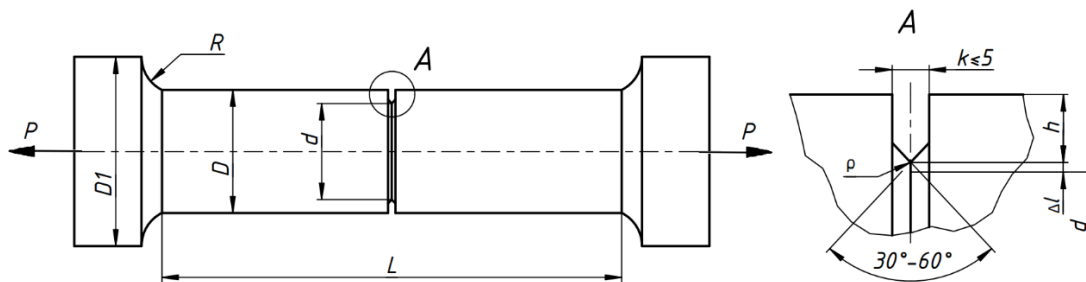


Рис. 1. Цилиндрический образец для испытаний на осевое растяжение $d = (0.6...0.7) D$; $D_1 = 1.5 D$; $h = 0.16 D$; $R = 0.5 D$; $L = 5 D$; Δl — глубина роста усталостной трещины

С этой целью была проведена серия экспериментов, в которых использовались цилиндрические образцы с кольцевой усталостной трещиной и квазитрещиной при различных значениях радиуса закругления его вершины ρ . Эти образцы подвергались нагружению до разрушения осевым растягивающим усилием (рис.1). Образцы были изготовлены из эпоксидной смолы холодного отверждения ЭД-20 и композитов, состоящих из указанного эпоксидного компаунда 25 или 50% содержанием тонкодисперсной фазы - кварцевой муки с размером частиц 10^{-6} м. Методика подготовки и проведения испытаний была принята в точном соответствии с указаниями [1].

В работе исследовался вопрос о влиянии размера радиуса скругления вершины кольцевого трещинообразного надреза на критические значения коэффициентов интенсивности напряжений (КИН). Вычисление значений параметра трещиностойкости K_{1c} осуществляли соответственно по данным работы [2].

$$K_{1c} = \frac{4P}{d^2} \cdot \sqrt{\frac{D}{\pi}} \cdot \left(\frac{\varepsilon}{2} \cdot \frac{1-\varepsilon}{4-2.3\varepsilon} \right); \varepsilon = \frac{d}{D} \quad (1)$$

где D – диаметр образца; d – диаметр нетто-сечения;

Результаты приведенных исследований представлены на рис.2.

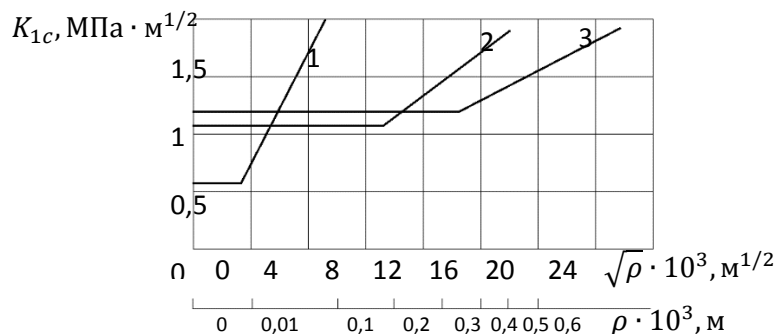


Рис. 2. График зависимости параметра K_{1c} от радиуса ρ скругления вершины надреза
1 - компаунд без наполнителя; 2, 3 - композиты, содержащие 25 и 50 об. % наполнителя соответственно

Анализ зависимостей, изображенных на этом рисунке, позволяет сделать вывод, что при нормальном отрыве квазитрещина остается не чувствительной к увеличению степени ее затупленности до определенного предела. Исходя из концепции тонкой структуры торца трещины [2], логично предположить, что независимость КИН от степени тупости торца квазитрещины может иметь место до тех пор, пока величина радиуса ρ на его вершине не превысит размер r зоны предварительного разрушения (рис.3) внутри которого материал уже не может рассматриваться как однородный, бесконечно делимый, структурный. Тупость трещинообразования, выходящая за пределы характерного размера зоны предразрушения, не способна, очевидно, оказывать сколько-нибудь заметное влияние на распределение напряжений в упругой области вокруг торца трещины и,

следовательно, в конечном итоге на величину параметров трещиностойкости.

Результаты проведенных исследований позволяют констатировать, что в композитах с большим объемным содержанием наполнителя в вершинах трещин образуются большие зоны предразрушения, нормального отрыва. Согласно данным (рис. 2) при введении в состав эпоксидной смолы 25 и 50 об% дисперсной фазы, размер радиуса зоны предразрушения в вершине трещины нормального отрыва увеличивается соответственно с $0,005 \cdot 10^{-3}$ м до $0,16 \cdot 10^{-3}$ м и $0,35 \cdot 10^{-3}$ м.

Если упрощенно считать форму области предразрушения в вершине трещины круглой, то величину ее радиуса при плоской деформации можно определить по формуле [3]:

$$r = \frac{k_{Ic}^2}{4\sqrt{2}\pi\sigma_b^2} \quad (2)$$

где под σ_b в нашем случае следует понимать величину предела прочности, так как именно эта характеристика определяет предельное состояние материала в момент разрушения. Вычисления, выполненные по этой формуле с учетом установленных опытным путем значений σ_b (см. табл.)

Табл. 1

Характеристика	Объемное содержание дисперсной фазы V_x , %			
	0,0	12,5	25,0	50,0
σ_b , МПа	88,2	64,7	56,8	49,0

показывают, что введение в эпоксидный компаунд 12,5; 25,0 и 50,0 об. % тонкодисперсного наполнителя марки КП-3 также приводит к увеличению протяженности зон предразрушения в вершинах трещин нормального отрыва от $0,002 \cdot 10^{-3}$ м до $0,012 \cdot 10^{-3}$ м; $0,021 \cdot 10^{-3}$ м и $0,033 \cdot 10^{-3}$ м соответственно, то есть в среднем только на порядок, что значительно меньше экспериментально установленной интенсивности их роста.

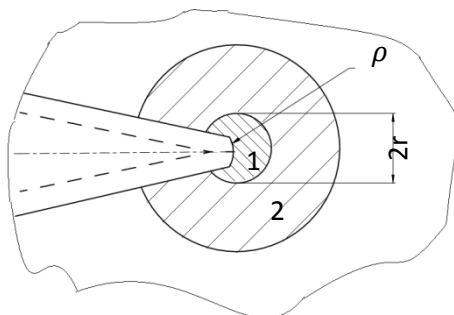


Рис. 3. Схема структуры конца трещины

1 - зона предразрушенного материала; 2 - область упругой асимптотики; ρ - радиус скругления вершины трещины; $2r$ - характерный линейный размер зоны предразрушения

Тем не менее, полученные данные о размерах зон предразрушения в вершинах трещин нормального отрыва ставят в сомнение универсальность и достоверность предложенной в работах [4,5] модели влияния включений дисперсной фазы на энергию разрушения хрупких композитов, согласно которой, происходит в результате увеличения длины фронта трещины за счет его изгибания до полуокружности между каждой парой рядом расположенных частиц наполнителя, превышающих по размеру структурные элементы матрицы. Так, при объемном содержании дисперсной фазы $V_f = 12,5$ % при котором, выбранному для изучения классу композитных материалов свойственно максимальное значение энергии разрушения, среднее расстояние δ (рис. 4) между частицами наполнителя величиной $\theta = 10^{-6}$ м, вычисленное по известной формуле $\delta = \theta(1 - V_f)/3V_f$ составляет всего лишь $\delta \sim 0,0047 \cdot 10^{-3}$ м.

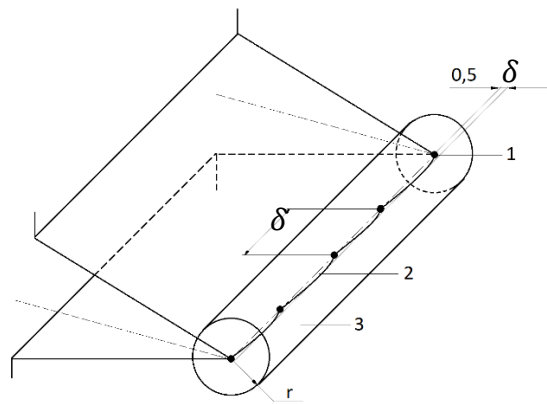


Рис. 4. Схема взаимодействия фронта трещины с дисперсными неоднородностями
 1 - частица наполнителя, 2 - искривленная линия фронта трещины перед прорывом, 3 - зона
 предразрушения

Нетрудно видеть, что даже в случае, согласно которому мнения авторов [4,5], должно быть свойственно максимальное проявление эффекта искривления фронта трещины, область предразрушения размером $2r$ способна поглотить все предполагаемые прогибы фронта трещины, обусловленные его взаимодействием с частицами дисперсного наполнителя.

Результаты, приведенные в настоящей работе исследований, могут способствовать более обоснованному подходу и моделированию процессов растрескивания хрупких дисперсно-наполненных композитов.

Литература

1. Методические рекомендации. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний композиционных материалов полимерной матрицей. Определение характеристик трещиностойкости полимерных композиционных материалов - Львов: Физ.-механич. ин-т им. Г.В. Крапенко, 2014.
2. Панасюк В.В., Андрейкин Л.Е., Ковчик С.Е. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. Киев: Наук. думка, 1997.
3. Партон В.З. Морозов Е.М. Механика упругопластического разрушения. – М.: Наука, 2005, 502с.
4. Шевченко А.А. Физикохимия и механика композиционных материалов. СПб: Профессия, 2010.
5. Лент Ф.Ф., Разрушение композитов с дисперсными частицами в хрупкой матрице. – В кн.: Композиционные материалы. Разрушение и усталость. / Под ред. Л. Браутмана. Т. 5. – М.: Мир, 2008, с. 11-57.

**ОБОСНОВАНИЕ ВЫБОРА ЧИСЛЕННЫХ МЕТОДОВ ПРИ
ИССЛЕДОВАНИИ НЕЛИНЕЙНЫХ КОЛЕБАНИЙ
МИКРОПОЛЯРНЫХ СЕТЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПАНЕЛЕЙ¹**
*JUSTIFICATION OF THE CHOICE OF NUMERICAL METHODS IN THE
STUDY OF NONLINEAR MICROPOLAR MESH CYLINDRICAL PANELS'S
OSCILLATIONS*

Крылова¹ Е.Ю. – к.ф.- м.н., доцент, **Папкина² И.В.** – к.ф.-м.н., доцент,
Синичкина² А.О. – аспирант

¹Саратовский национальный исследовательский государственный университет имени
Н.Г.Чернышевского

²Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.
Kat.krylova@bk.ru

Abstract. Based on the micropolar and the Kirchhoff-Love theories, the mathematical model of the cylindrical mesh panel's oscillations is constructed. The panels are consisting of two families of mutually perpendicular edges. The scenarios of the transition of panel oscillations to chaos are investigated. To justify the reliability of the results obtained, the numerical implementation was carried out by fundamentally different numerical methods. The conclusion is drawn about the optimal combinations of methods for the numerical implementation of the task.

Key words: cylindrical mesh panels, nonlinear oscillations.

Аннотация. На основании микрополярной теории и теории Кирхгофа-Лява построена математическая модель колебаний цилиндрических сетчатых панелей, состоящих из двух семейств взаимно перпендикулярных ребер. Исследован сценарии перехода колебаний панели в хаос. Для обоснования достоверности получаемых результатов, численная реализация велась принципиально разными численными методами. Сделан вывод об оптимальных комбинациях методов численной реализации поставленной задачи.

Ключевые слова: сетчатые цилиндрические панели, нелинейные колебания.

Сетчатые цилиндрические пластины, панели и оболочки широко применяются как элементы инженерных конструкций в стратегически важных отраслях экономики: приборостроении, робототехнике, медицине. Поэтому вопросам изучения действия на их поведение различных нагрузок посвящены многие работы, однако в них не учитывается масштабный эффект, оказывающий существенное влияние при уменьшении размеров рассматриваемых механических систем до микро и нано уровня. При определенных параметрах внешних воздействий механическая система может перейти в хаотический динамический режим, что, в свою очередь, может привести к погрешностям в работе приборов и механизмов, элементами которых она является, либо вовсе к их разрушению.

Объектом исследования настоящей работы является полая цилиндрическая панель, состоящая из двух семейств густо расположенных ребер одного материала под действием нормальной распределенной нагрузки вида $q_0 \sin(\omega_p t)$, где q_0 - интенсивность и ω_p - частота нагрузки. Для учета масштабных эффектов математическая модель колебаний изучаемой механической системы строится на основании микрополярной (несимметричной моментной) теории со стесненным вращением частиц [1-3]. Геометрическая нелинейность учитывается по теории Т. фон Кармана. Согласно континуальной модели Г.И. Пшеничнова [4] регулярную систему ребер будем заменять сплошным слоем. Вследствие этого, напряжения, возникающие в эквивалентной гладкой

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-01-00351А

панели, связанные с напряжениями в ребрах, составляющих углы φ_j с осью абсцисс, будут иметь вид:

$$\begin{aligned} \sigma_{xx} &= \sum_{j=1}^2 \frac{\sigma_x^j \delta_j \cos^2 \varphi_j}{a_j}, \quad \sigma_{yy} = \sum_{j=1}^2 \frac{\sigma_x^j \delta_j \sin^2 \varphi_j}{a_j}, \quad \sigma_{xy} = \sum_{j=1}^2 \frac{\sigma_x^j \delta_j \cos \varphi_j \sin \varphi_j}{a_j}, \\ m_{xx} &= \sum_{j=1}^2 \frac{m_x^j \delta_j \cos^2 \varphi_j}{a_j}, \quad m_{yy} = \sum_{j=1}^2 \frac{m_x^j \delta_j \sin^2 \varphi_j}{a_j}, \quad m_{xy} = \sum_{j=1}^2 \frac{m_x^j \delta_j \cos \varphi_j \sin \varphi_j}{a_j}, \\ m_{xz} &= \sum_{j=1}^2 \frac{m_{xz}^j \delta_j \cos \varphi_j}{a_j}, \quad m_{yz} = \sum_{j=1}^2 \frac{m_{xz}^j \delta_j \sin \varphi_j}{a_j}, \end{aligned} \quad (1)$$

где a_j - расстояние между ребрами j -ого семейства, δ_j - толщина ребер j -ого семейства, φ_j - угол между осью Ox и осью ребер j -ого семейства, σ_{ij} и m_{ij} - компоненты тензора напряжений и тензора моментных напряжений гладкой панели, напряжения с индексом j относятся к стержням. Физические соотношения для сетчатой панели определяются на основании метода множителей Лагранжа:

$$\begin{aligned} \sigma_x^j &= \sigma_{xx} \cos^2 \varphi_j + \sigma_{yy} \sin^2 \varphi_j + \sigma_{xy} \cos \varphi_j \sin \varphi_j; \quad \tau^j = \sigma_{xz} \cos \varphi_j + \sigma_{yz} \sin \varphi_j; \\ m_x^j &= m_{xx} \cos^2 \varphi_j + m_{yy} \sin^2 \varphi_j + m_{xy} \cos \varphi_j \sin \varphi_j; \quad m_z^j = m_{xz} \cos \varphi_j + m_{yz} \sin \varphi_j. \end{aligned} \quad (2)$$

Для материала пластины определяющие соотношения примем в виде:

$$\sigma_{xx} = \frac{E}{1-\nu^2} [e_{xx} + \nu e_{yy}], \quad x \Leftrightarrow y, \quad \sigma_{xy} = \frac{E}{(1+\nu)} e_{xy}, \quad (m_{xx}, m_{xy}, m_{xz}) = \frac{El^2}{1+\nu} (\chi_{xx}, \chi_{xy}, \chi_{xz}), \quad (3)$$

где E - модуль Юнга, ν - коэффициент Пуассона, l - дополнительный независимый параметр длины, связанный с тензором изгиба-кручения χ . Компоненты тензора деформаций e_{ij} с учетом кинематических гипотез Кирхгофа-Лява будут иметь вид:

$$\begin{aligned} e_{xx} &= \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 - z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}; \quad e_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 - k_y w - z \frac{\partial^2 w}{\partial y^2}; \\ e_{xy} &= \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) - z \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}. \end{aligned} \quad (4)$$

Компоненты тензора изгиба кручения χ_{ij} , в предположении, что поля перемещений и вращений не являются независимыми, запишутся следующим образом:

$$\begin{aligned} \chi_{xx} &= \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y}; \quad \chi_{yy} = -\frac{\partial^2 w}{\partial y \partial x}; \quad \chi_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right); \quad \chi_{xz} = \frac{1}{4} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} \right); \\ \chi_{yz} &= \frac{1}{4} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial y \partial x} - \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right). \end{aligned} \quad (5)$$

Здесь w - прогиб, u, v - осевые смещения срединной поверхности пластины в направлениях x, y соответственно, k_y - параметр кривизны панели.

Уравнения равновесия, граничные и начальные условия для гладкой оболочки получены из энергетического принципа Остроградского - Гамильтона. Подставляя в них выражения (1-2) с учетом (3-5), а также, полагая $\delta_1 = \delta_2 = \delta$, $a_1 = a_2 = a$, $\varphi_1 = 45^\circ$, $\varphi_2 = 135^\circ$, получим уравнения для микрополярной пологой цилиндрической панели, состоящей из двух одинаковых взаимно перпендикулярных семейств ребер (6). Система приведена к безразмерному виду стандартным образом [5].

$$\begin{aligned}
& 2(\nu-1)\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - 2(3+\nu)\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} - 4(\nu+1)\frac{b^2}{c^2}\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} - 4k_y(\nu+1)\frac{b}{h}\frac{\partial w}{\partial x} + 4(\nu-1)\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\frac{\partial w}{\partial x} - \\
& - 8\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - 4(1+\nu)\frac{b^2}{c^2}\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \\
& + l^2(\nu-1)\left(-\frac{h^2}{b^2}\frac{\partial^4 u}{\partial y^4} + \frac{h^2}{b^2}\frac{\partial^4 v}{\partial x \partial y^3} - \frac{h^2}{c^2}\frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{h^2}{c^2}\frac{\partial^4 v}{\partial x^3 \partial y}\right) = \frac{8h^2 a(\nu^2-1)}{c^2 \delta}\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\
& - 4k_y(1+\nu)\frac{c^2}{bh}\frac{\partial w}{\partial y} - 4(1+\nu)\frac{c^2}{b^2}\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - 2(3+\nu)\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} - 2(1-\nu)\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - 4(1+\nu)\frac{c^2}{b^2}\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \\
& - 8\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial^2 w}{\partial y \partial x} + 4(\nu-1)\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + l^2(\nu-1)\left(\frac{h^2}{b^2}\frac{\partial^4 u}{\partial x \partial y^3} - \frac{h^2}{b^2}\frac{\partial^4 v}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{h^2}{c^2}\frac{\partial^4 u}{\partial x^3 \partial y} - \frac{h^2}{c^2}\frac{\partial^4 v}{\partial x^4}\right) = \\
& = \frac{h^2 8a(\nu^2-1)}{b^2 \delta}\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \\
& \left([1+\nu]+6l^2[1-\nu]\right)\frac{c^2}{bh}\frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 4(1+l^2[\nu-1])\frac{c^2}{b^2}\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \left([1+\nu]+6l^2[1-\nu]\right)\frac{b^2}{c^2}\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \quad (6) \\
& + 12k_y^2(1+\nu)\frac{c^2}{b^2}w + 12k_y(1+\nu)\frac{c^2}{bh}\frac{\partial v}{\partial y} + 12k_y(1+\nu)\frac{b^2}{h^2}\frac{\partial u}{\partial x} - 6k_y(1+\nu)\frac{c^2}{bh}\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2 - \\
& - 12(1+\nu)\frac{c^2}{b^2}\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} - 12k_y(1+\nu)\frac{c^2}{bh}w\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - 12(1+\nu)\frac{c^2}{b^2}\frac{\partial v}{\partial y}\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - 18(1+\nu)\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} - \\
& - 12(\nu+1)\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\frac{\partial u}{\partial x} + 12(\nu-1)\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\frac{\partial w}{\partial x} - 6k_y(\nu+1)\frac{b}{h}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 + 6(-5+3\nu)\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2 - \\
& - 24\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} - 24\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} + 24(\nu-1)\frac{\partial u}{\partial y}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + 24(\nu-1)\frac{\partial v}{\partial x}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + 24(3\nu-5)\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - \\
& - 12(1+\nu)\frac{b^2}{c^2}\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + 12(\nu-1)\frac{b}{c}\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - 12k_y(\nu+1)\frac{b}{h}w\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - 12(\nu+1)\frac{c^2}{b^2}\frac{\partial v}{\partial y}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \\
& + 6(3\nu-5)\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - 12(1+\nu)\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - 18(1+\nu)\frac{b^2}{c^2}\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} = \frac{24a(\nu^2-1)}{\delta}\left[\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - \varepsilon\frac{\partial w}{\partial t} - q\right]
\end{aligned}$$

Здесь c, b - линейные размеры панели по x и y , соответственно, ε - коэффициент диссипации среды. К уравнениям присоединяем нулевые начальные условия и граничные условия жесткого закрепления торцов панели.

В силу сложности дифференциальной задачи, описывающей нелинейную динамику сетчатых цилиндрических панелей, найти ее аналитическое точное решение не представляется возможным. Единственным выходом является решение таких задач численными методами. Но тогда встает вопрос о достоверности получаемых решений. Для обоснования достоверности получаемых результатов, численная реализация в задачах исследования колебательных режимов нелинейных микрополярных сетчатых цилиндрических панелей в данной работе велась принципиально разными численными методами. Для сведения дифференциальной задачи в частных производных к обыкновенной дифференциальной задаче по пространственным переменным использовались методы Бубнова-Галеркина в высших приближениях, конечных разностей с аппроксимацией второго порядка. Задача Коши также решалась несколькими методами: Рунге-Кутты 4-го, 2-го порядков, методом Рунге-Кутта-Фелберга 4-го порядка, метод Кеш-Карпа 4-го порядка, Рунге-Кутта Принса - Дорманда восьмого порядка, неявный метод Рунге-Кутта 2-го порядка и 4-го порядка, а также методом Ньюмарка. Явный метод

характерен тем, что матрица коэффициентов имеет нижний треугольный вид (включая и нулевую главную диагональ) — в отличие от неявного метода, где матрица имеет произвольный вид. Методы РК Фелберга, Кеш-Карпа, РК Принса - Дорманда предусматривают автоматическое изменение шага, а также возможность контроля погрешности интегрирования. Для каждой комбинации методов строился сценарий перехода колебаний рассматриваемой цилиндрической панели в хаос, где управляющим параметром была интенсивность внешней нормальной распределенной нагрузки q_0 . Для этого для каждого из фиксированных значений q_0 строились сигналы, фазовые портреты 2D и 3D, спектры мощности Фурье, вейвлеты Морле, сечение и отображения Пуанкаре.

При следующих параметрах эксперимента: $\omega_p = 5$, $l = 0.5$, $\nu = 0.3$, $a = \delta = h = 0.002$, $\varepsilon = 1$, $k_y = 12$, $c = b = 1$, $q_0 \in [0; 200]$, $t \in [0; 512]$ для всех рассматриваемых комбинаций численных методов был получен сценарий Рюэля-Такенса-Ньюхауза, то есть переход к хаотическим колебаниям осуществлялся через две независимые частоты и их линейные комбинации. Проводилось исследование сходимости различных численных методов для сведения системы уравнений в частных производных к задаче Коши для поставленной задачи. Выявлено, что метод конечных разностей для хаотического сигнала сходится при 32-х точках разбиения (32x32), метод Бубнова-Галеркина при числе членов ряда $N = 11$. Метод Бубнова-Галеркина требует в два раза меньше машинного времени, однако возникают сложности при выборе аппроксимирующей системы функций, удовлетворяющей граничным условиям. Метод конечных разностей позволяет рассматривать большее разнообразие граничных условий. По результатам численного эксперимента для решения задачи Коши из всех рассмотренных методов был выбран метод Ньюмарка. Решение полученные методами Рунге-Кутты выше четвертого порядка точности и методом Ньюмарка совпадают, однако последний требует существенно меньше машинного времени.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-01-00351А

Литература

1. Sarkisjan S.O. Micropolar theory of thin rods, plates and shells .Proceedings National Academy of Sciences of Armenia. Mechanics – Izvestiya N N Armenii. Mekhanika, 2005, Vol. 58, No. 2, P. 84–95.
2. Крылова Е.Ю., Папкина И.В., Яковлева Т.В., Крысько В.А. Теория колебаний углеродных нанотрубок как гибких микрополярных сетчатых цилиндрических оболочек с учетом сдвига // Изв. Саратов. ун-та. Нов. сер. Сер. Математика. Механика. Информатика. 2019. Т. 19. вып. 3. С. 305–316. DOI: <https://doi.org/10.18500/1816-9791-2019-19-3-305-316>
3. Krylova E.Yu., Papkova I.V., Sinichkina A.O., Yakovleva T.V., Krysko-yang V.A. Mathematical model of flexible dimension-dependent mesh plates IOP Conf. Series: Journal of Physics: Conf. Series 1210 (2019) 012073 doi:10.1088/1742-6596/1210/1/012073
4. Пшеничнов Г.И. Теория тонких упругих сетчатых оболочек и пластинок. М.: Наука, 1982. 352 с.
5. Крылова Е.Ю., Папкина И.В., Салтыкова О.А., Синичкина А.О., Крысько В.А. Математическая модель колебаний размерно-зависимых цилиндрических оболочек сетчатой структуры с учетом гипотез Кирхгофа-Лява. Нелинейный мир. 2018. Т. 16. № 4. С. 17-28.

ОСОБЕННОСТИ РЕАЛИЗАЦИИ ЗАКРИТИЧЕСКОЙ СТАДИИ ДЕФОРМИРОВАНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ¹

REALIZATION EFFECTS OF POSTCRITICAL DEFORMATION THE REGULARITIES FOR GFRP IN TENSILE TESTS

Лобанов Д.С. – к.т.н., старший научный сотрудник, Староверов О.А. – аспирант, научный сотрудник, Третьяков М.П. – к.ф.-м.н., старший научный сотрудник Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Центр экспериментальной механики
e-mail: cem_staroverov@mail.ru

Abstract. Experimental data on mechanical behavior of polymer composite material on the postcritical deformation stage were presented. The typical dependences effect of deformation rate and temperature in a wide range (high and low) on the regularities of deformation and the realization degree of postcritical deformation stage on tensile test were obtained.

Key words: experimental mechanics, GFRP, deformation rate, temperature tests, tensile tests, postcritical deformation.

Аннотация. Представлены результаты экспериментальных исследований механического поведения полимерного композиционного материала на закритической стадии деформирования. Установлены характерные зависимости влияния скоростей деформирования и температур в широком диапазоне на закономерности деформирования и степень реализации закритической стадии деформирования при испытаниях на растяжение.

Ключевые слова: экспериментальная механика, стеклопластик, скорость деформирования, температурные испытания, испытания на растяжение, закритическая стадия деформирования.

Введение

Переход на новые конструкционные материалы (полимерные композиты) взамен классическим в последние годы приобретают массовый характер в промышленности и машиностроении, в частности при проектировании ответственных конструкций авиационного, космического и энергетического назначения, и технических объектов в строительстве. При внедрении композиционных материалов особое значение приобретают вопросы анализа условий разрушения и живучести, надежности и оценки катастрофичности разрушения композитных изделий. Из анализа литературы следует, что закритической стадии деформирования полимерных композиционных материалов различных классов уделяется недостаточное внимание, ниспадающую ветвь диаграммы деформирования не рассматривают как источник информации о поведении материалов, а зачастую отбрасывают при представлении экспериментальных данных и, как следствие, не учитывают при проектировании и оценке безопасности конструкций. Тем не менее, информация о наличии и условиях реализации закритической стадии деформирования полимерных композитов представляется необходимой для уточненной оценки запаса несущей способности и прогнозирования живучести композитных силовых элементов, и может быть использована при проектировании и оценке безопасности конструкций [1-4].

Целью работы было экспериментальное изучение особенностей поведения конструкционного стеклопластика на закритической стадии деформирования при растяжении в условиях различных скоростей нагружения и широкого диапазона температур.

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 16-19-00069

Объектами исследования являлись образцы конструкционного стеклопластика на основе препрега ВПС-48 и эпоксидного связующего с различными схемами укладки слоев, изготовленные по серийной технологии автоклавным формованием.

Методики испытаний и оборудование

Испытания на растяжение проводились на базе Центра коллективного пользования «Центр экспериментальной механики» Пермского Национального исследовательского политехнического университета (ЦКП ЦЭМ ПНИПУ) на сервогидравлической испытательной системе Instron 8850 с использованием навесного экстензометра Instron 2620-601 с погрешностью измерения деформаций не более 0.15 % и на электромеханической системе Instron 5882 в состав которой входит бесконтактный видеоэкстензометр и температурная камера с рабочим диапазоном температур от -100° до +350° С [5].

Программа исследований на растяжение приведена в таблице 1. Перед тем, как приступить к выполнению программы были проведены предварительные испытания образцов стеклопластика с разной базовой длиной рабочей зоны. Целью предварительных испытаний был выбор геометрических параметров образцов, при которых реализация закритической стадии деформирования была более ярко выражена. За основу были взяты стандартные образцы в виде двусторонней лопатки с длиной рабочей зоны $l_0=75\text{мм}$ и шириной $h=18\text{мм}$. Также были испытаны образцы с длиной рабочей зоны $l_0/2$ и $l_0/4$.

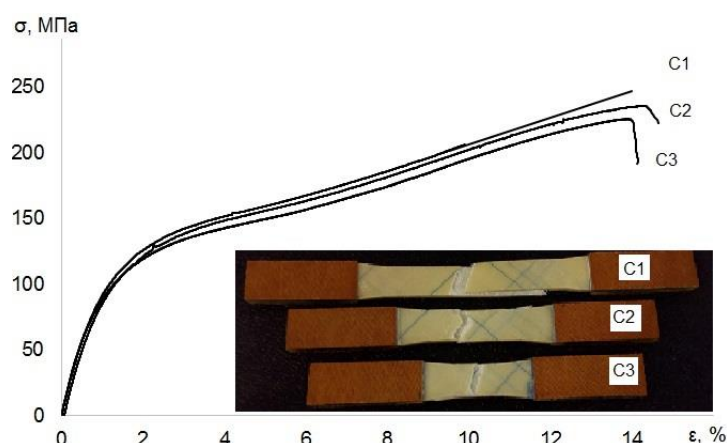


Рис. 1. Вид разрушения и диаграммы деформирования образцов стеклопластика со схемой укладки слоев $[\pm 45^\circ]$ с разной длиной рабочей зоны: C1-75мм; C2-37,5мм; C3-18,75мм

Табл. 1. Программа исследования

№	Название этапа	Условия испытаний
1	Деформирование и разрушение стеклопластика при различных скоростях нагружения	Температура: 22 °С; Скорость нагружения: 0,1 мм/мин; 1 мм/мин; 10 мм/мин;
2	Влияние температуры на поведение стеклопластика на закритической стадии деформирования	Температура: -40 °С, 0 °С, 22 °С, 120 °С, 200 °С; Скорость нагружения: 1мм/мин;
3	Оценка совместного влияния жесткости, скоростей нагружения и температур на реализацию закритической стадии деформирования	Температура: 22 °С, 120 °С, 200 °С; Скорость нагружения: 0,1 мм/мин; 1 мм/мин;

На рисунке 1 приведены вид разрушения и диаграммы деформирования образцов стеклопластика с разными длинами рабочей зоны (75мм, 37,5мм и 18,75мм) при одной скорости деформирования равной 1 %/мин. Все образцы разрушались в рабочей зоне. Исходя из результатов предварительных испытаний выбраны размеры рабочей части образца, при испытании которых наблюдается реализация закритической стадии

деформирования. Отличие в степени реализации закритической стадии деформирования при растяжении образцов различной длины связано с изменением жесткости нагружающей системы по отношению к зоне разрушения [6]. Использование коротких образцов позволяет минимизировать длину частей образца, которые упруго деформируются в процессе нагружения. Далее все испытания проводились на образцах типа СЗ с длиной рабочей зоны $l_0=18,75$ мм.

Результаты испытаний и обсуждение

Результаты исследований полученные при реализации программы испытаний приведены на рисунках 2 и 3 в виде диаграмм деформирования в осях «напряжение-деформация», где напряжения вычислялись как отношение прикладываемой нагрузки к начальной площади поперечного сечения образца.

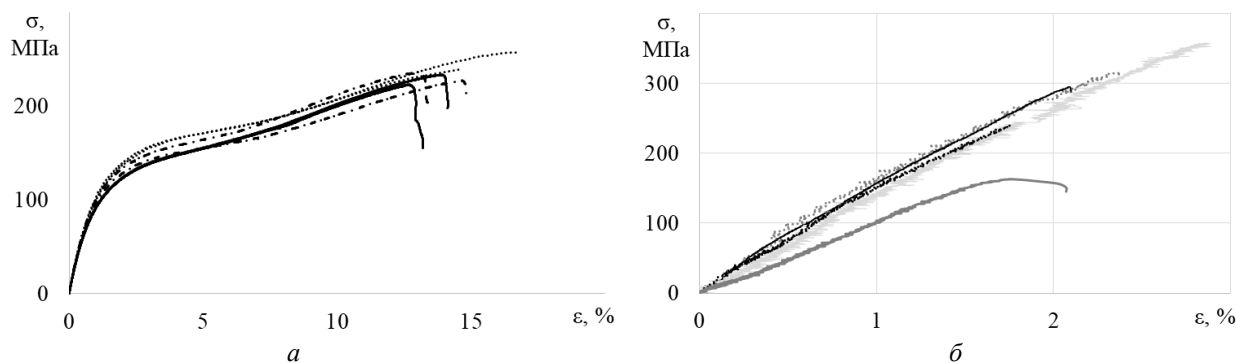


Рис.2. Типовые диаграммы деформирования образцов стеклопластика с укладкой $[\pm 45^\circ]$ при разных скоростях растяжения: 0.1 мм/мин – сплошные линии, 1 мм/мин – штрихпунктирные линии, 10 мм/мин – пунктирные линии (а) и образцов стеклопластика с укладкой $[0^\circ/45^\circ/0^\circ/-45^\circ]$ при температурах: -40 °С – светло серая сплошная линия; 0 °С – серая пунктирная линия; 22 °С – черная сплошная линия; 120 °С – черная пунктирная линия; 200 °С – серая сплошная линия)

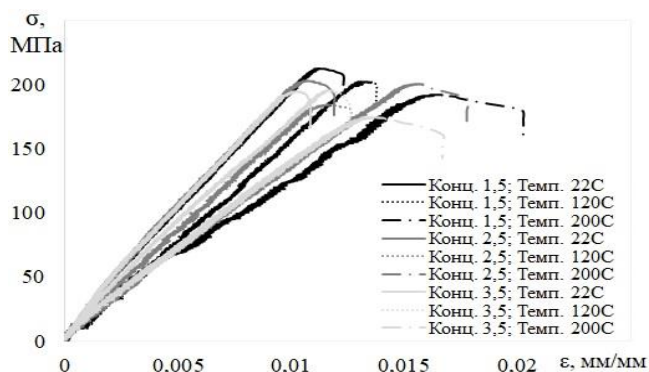


Рис.3. Типовые диаграммы деформирования образцов стеклопластика со схемой укладки $[0^\circ/45^\circ/0^\circ/-45^\circ]$ с концентраторами (1,5, 2,5, 3,5 мм) при температурах 22 °С, 120 °С и 200 °С и скорости нагружения 1 мм/мин

Увеличению скорости деформирования приводит к известному повышению упругих и прочностных характеристик рассмотренного композиционного материала, но при этом снижается степень реализации закритической стадии деформирования, а при скорости 20 мм/мин и выше реализации закритической стадии не наблюдалось. По результатам испытаний на растяжение в широком диапазоне температур (-40 °С, 0 °С, 22 °С, 120 °С, 200 °С) отмечено, что понижение температуры приводит к увеличению упругих и прочностных характеристик композита. Реализация закритической стадии проявляется незначительно, при этом можно отметить повышение степени реализации ниспадающего участка диаграмм деформирования при температуре 200 °С и выше. Качественно схожие результаты по влиянию повышенных и пониженных температур на изменение механических свойств и реализации закритической стадии деформирования были получены авторами на других конструкционных стеклопластиках [7-9].

При оценке совместного влияния жесткости, скоростей нагружения и температур на реализацию закритической стадии деформирования (на образцах с концентратором) отмечается, что при температурах 22 °С и 120 °С для всех групп образцов стеклопластика и всех скоростей нагружения степень реализации закритической стадии деформирования примерно одинаковая. При температуре испытания 200 °С для всех групп образцов при скорости нагружения 0,1мм/мин наблюдается значительное увеличение степени реализации закритической стадии деформирования. Протяженность ниспадающих участков по оси деформации составляет от всей диаграммы деформирования для образцов с концентраторами 1,5 мм, 2,5 мм и 3,5 мм в среднем 17 %, 11 % и 18 % соответственно, в то время как, при 22 °С и 120 °С ниспадающий участок для всех групп образцов не превышает 5-7 % от диаграммы деформирования.

Заключение

Таким образом, по результатам экспериментальных исследований установлены характерные зависимости влияния скорости деформирования различием на два порядка, широкого диапазона температур и жесткости на закономерности поведения исследуемого конструкционного стеклопластика и степень реализации закритической стадии деформирования при испытаниях на растяжение.

Работа поддержана РФФ, проект № 16-19-00069

Литература

1. Экспериментальные исследования закритического деформирования и разрушения конструкционных материалов: моногр. / В.Э. Вильдеман, Е.В. Ломакин, М.П. Третьяков, Т.В. Третьякова, Д.С. Лобанов. – Пермь : Изд-во Перм. нац. исслед. политехн. ун-та, 2018. – 156 с. ISBN 978-5-398-02104-2
2. Tretyakov, M.P., Wildemann, V.E., Lomakin, E.V. Failure of materials on the postcritical deformation stage at different types of the stress-strain state. – Procedia Structural Integrity. – Vol.2 – 2016. pp. 3721-3726
3. Tretyakov M.P., Lobanov D.S., Wildemann V.E. Study of the regularities of postcritical behavior and failure of specimens in the tests of composite materials // Procedia Structural Integrity. – Vol. 17. –2019. pp. 865–871.
4. Вильдеман В.Э., Соколкин Ю.В., Ташкинов А.А. Механика неупругого деформирования и разрушения композиционных материалов. М.: Наука, 1997. 288 с.
5. Лобанов Д.С. Экспериментальные исследования деформационных и прочностных свойств полимерных композиционных материалов и панелей с наполнителем: дис. ... канд. техн. наук. -Пермь, 2015. -148с.
6. Vildemann V.E., Tretyakov M.P. Analysis of the effect of loading system rigidity on postcritical material strain // Journal of Machinery Manufacture and Reliability — 2013. — Vol. 42, Issue 3. — pp. 219-226.
7. Lobanov D.S., Babushkin A.V. Experimental studies of the high temperature influence on strength and deformation properties of combined glass organoplastics // PNRPU Mechanics Bulletin. – 2017. - №1. – pp. 104-117.
8. Лобанов Д.С., Бабушкин А.В. Методика испытаний на одноосное растяжение однонаправленных композиционных материалов при пониженных температурах // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. — 2012. — № 4. — С.33-41
9. Lobanov D.S., Babushkin A.V., Luzenin A.Yu. Effect of increased temperatures on the deformation and strength characteristics of a GFRP based on a fabric of volumetric weave// Mechanics of Composite Materials, — 2018 — Vol. 54 — No. 5 — pp. 655-664.

ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО СТАРЕНИЯ НА МЕХАНИЧЕСКОЕ ПОВЕДЕНИЕ КОНСТРУКЦИОННОГО СТЕКЛОПЛАСТИКА ПРИ МЕЖСЛОЕВОМ СДВИГЕ¹

TEMPERATURE AGING EFFECTS ON MECHANICAL BEHAVIOR OF STRUCTURAL GFRP ON INTERLAMINAR SHEAR TESTS

Лобанов Д.С. – к.т.н., старший научный сотрудник

Зубова Е.М. – аспирант, инженер-исследователь,

Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Центр экспериментальной механики
cem.zubova@mail.ru

Abstract. New experimental data of temperature effects GFRP mechanical behavior on interlaminar shear were obtained. Regularities of GFRP mechanical properties degradation after temperature aging on interlaminar shear tests, were analyzed with complex used testing system and system of registration acoustic emission signals AMSY-6.

Key words: interlaminar shear, short-beam test, temperature regularities, acoustic emission, temperature aging, GFRP.

Аннотация. Получены новые экспериментальные данные, иллюстрирующие влияние температур на механическое поведение образцов конструкционного стеклопластика при межслоевом сдвиге. Проанализированы закономерности изменения свойств стеклопластика после температурного старения при межслоевом сдвиге на базе совместного использования испытательных систем системы регистрации сигналов акустической эмиссии AMSY-6

Ключевые слова: межслоевой сдвиг, испытания короткой балки, температурные зависимости, акустическая эмиссия, температурное старение, стеклопластик.

Исследование и анализ влияния повышенных и пониженных (эксплуатационных) температур на механические свойства и механизмы разрушения композиционных материалов является актуальным направлением исследований [1-2]. Одна из важных задач – это установление температурных зависимостей упругих и прочностных свойств полимерных композитов, применяемых в ответственных конструкциях [3-4]. Большое внимание уделяется изучению процессов связанных с деградацией механических свойств конструкционных композитов при температурном старении [5]. В качестве дополнительного метода диагностики материалов, подвергшихся предварительному температурному старению, и оценки их структурной целостности применяется метод акустической эмиссии (АЭ) [5].

В работе проведена серия механических испытаний на межслоевой сдвиг образцов стеклотекстолита на основе препрега ВПС-48 и эпоксидного связующего, при нормальных и повышенных температурах 22°, 120°, 160°, 200°C и после предварительного температурного старения при аналогичных температурных режимах. Цель работы заключается в получении новых экспериментальных данных об изменении механических свойств конструкционного стеклопластика при предварительном и прямом воздействии повышенных (эксплуатационных) температур в условиях межслоевого сдвига.

Все испытания проводились на базе Центра коллективного пользования «Центр экспериментальной механики» Пермского Национального исследовательского политехнического университета. Механические испытания на межслоевой сдвиг по методу изгиба короткой балки при нормальной температуре проводились с учетом рекомендаций ГОСТ 32659-2014 на электромеханической системе Instron 5965, при

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 18-79-00209

повышенных температурах на системе Instron 5882 в состав которой входит температурная камера с рабочим диапазоном температур от -100 до +350°C. Скорость нагружения для испытаний всех групп образцов составляла 1 мм/мин.

Предварительное температурное старение не нагруженных образцов стеклопластика осуществлялось согласно режимам, представленным в таблице 1 в температурной камере. После температурного старения группы образцов испытывались при нормальной температуре.

Табл. 1. Режимы температурного старения

Температура выдержки, °С	Без старения	120	120	200	200
Количество суток	–	5	15	5	15
Количество образцов, шт	По 5 для каждой группы				

Испытания образцов, после предварительного температурного старения, проводились совместно с использованием системы для регистрации сигналов АЭ AMSY-6 от начала испытания до полного разрушения образца. Использовались широкополосные пьезоэлектрические датчики М31 (частотный диапазон 300-800 кГц) и усилитель (коэффициент усиления 34 дБ). Датчики крепились на образцы с помощью клея. Фото образца в оснастке с датчиком АЭ представлено на рисунке 1.

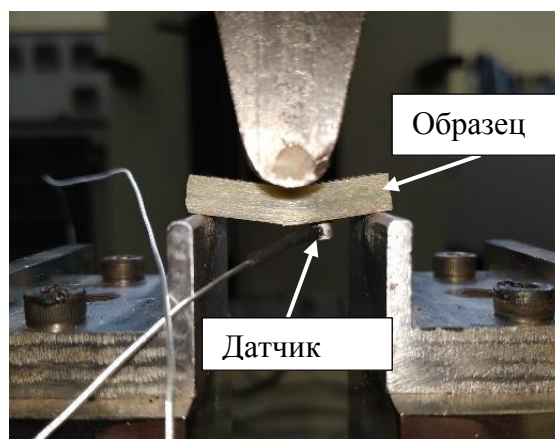


Рис.1. Фото образца в специальной оснастке с датчиком АЭ

Результаты испытаний на межслоевой сдвиг при различных температурах в виде диаграмм нагружения и виды разрушений образцов представлены на рисунке 2. Отмечается, что при испытаниях при нормальной и повышенной температуре 120 °С образцы разрушались по механизму «растяжение» (по классификации механизмов разрушения из ГОСТ 32659-2014); при повышенной температуре испытания 160 °С образцы разрушались по механизмам «одиночный сдвиг» и «множественный сдвиг». При температуре испытания 200 °С образцы разрушались по механизму «пластичный сдвиг». Испытания при температуре 22 °С проводились совместно с регистрацией сигналов АЭ.

При повышении температуры до 120 °С происходит снижение значений прочности при межслоевом сдвиге на 36%, при температуре 160 °С снижение составляет 57%, а при 200 °С – 90%.

По полученным экспериментальным данным образцов стеклопластиков, после предварительного температурного старения построены диаграммы нагружения для образцов всех режимов (рис. 3, а). Фото образцов после разрушения представлено на рис. 3, б.

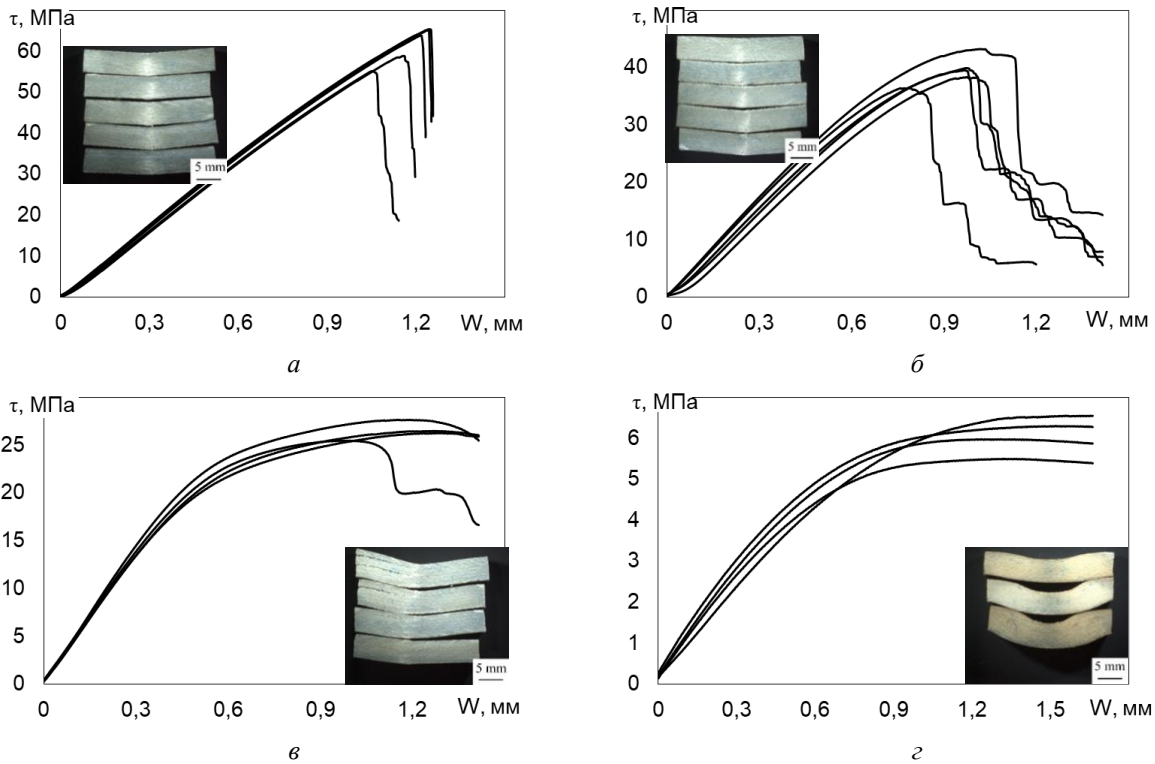


Рис.2. Диаграммы нагружения образцов стеклопластика ВПС-48 при испытаниях на межслоевой сдвиг (метод изгиба короткой балки) в условиях нормальной и повышенных температур: (а) – 22 °; (б) – 120 °; (в) – 160 °; (г) – 200 °С

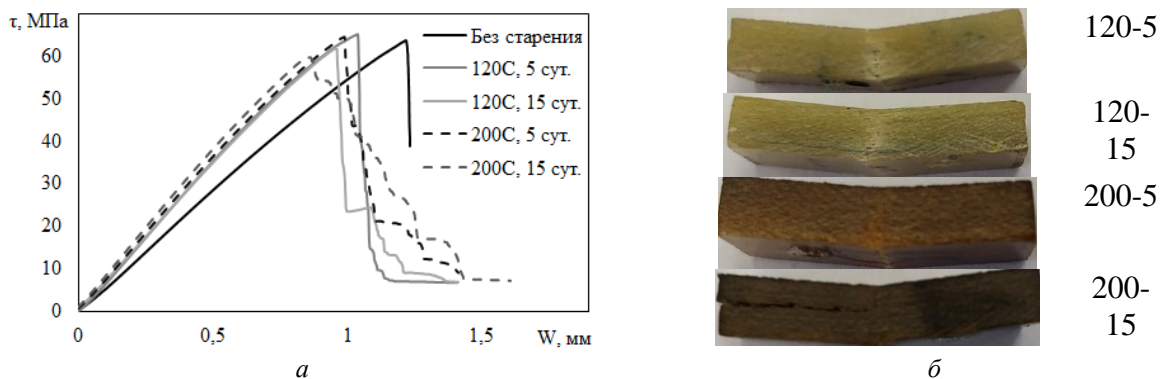


Рис.3. Характерные диаграммы нагружения образцов стеклопластика ВПС-48 при испытаниях на межслоевой сдвиг после предварительного температурного старения (а), фото образцов после разрушения (б)

По диаграммам нагружений (рис.3.а) групп образцов стеклопластика после температурного старения при разных режимах можно отметить монотонное (от менее высокотемпературных и продолжительных режимов к более) увеличение жесткости после старения. Для режимов 120-5 и 120-15 это объясняется деполимеризацией связующего. Цвет образцов становится более насыщенно желтым. Для режимов 200-5 и 200-15 этот эффект можно объяснить низкотемпературной карбонизацией полимера на воздухе, цвет становится коричневым и темно коричневым соответственно.

Для образцов после старения при режиме 200-15 происходит смена механизма разрушения (рис. 3.б). Образцы разрушаются от межслоеного расслоения. Снижение максимальных касательных напряжений для образцов после старения при режимах 120-5, 120-15 и 200-5 относительно образцов, испытанных без старения, не происходило, разница в значениях попадает в статистический разброс.

В данной работе в качестве информативного параметра сигналов АЭ использовалось значение частоты спектрального максимума (ЧСМ, кГц) [6, 7]. Значения ЧСМ были извлечены с помощью специального программного модуля при помощи

алгоритма быстрого преобразования Фурье.

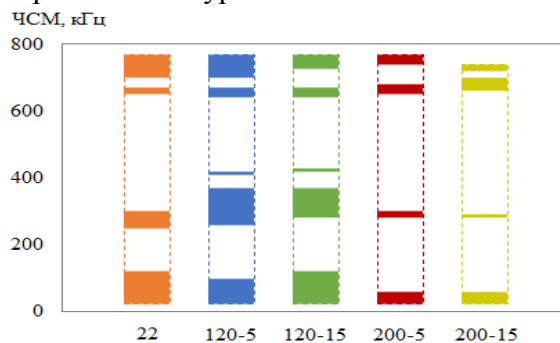


Рис. 4. Распределение диапазонов ЧСМ для образцов при различных уровнях старения

На рисунке 4 представлено распределение характерных диапазонов частот, полученных после разрушения образцов с различными уровнями предварительного температурного старения. Отмечается изменение в распределении диапазонов частот в зависимости от температуры старения. Это связано с изменением свойств связующего и механизмов накопления повреждений в зависимости от режима температурного старения.

Таким образом, получены новые экспериментальные данные, иллюстрирующие влияние повышенных (эксплуатационных) температур в условиях межслоевого сдвига на образцы конструкционного стеклопластика. Отмечается смена механизмов разрушения в зависимости от режима температурного старения, что подтверждается при анализе сигналов акустической эмиссии.

Работа поддержана РФФ, проект № 18-79-00209

Литература

1. Лобанов Д.С., Бабушкин А.В. Методика испытаний на одноосное растяжение однонаправленных композиционных материалов при пониженных температурах // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. — 2012. — № 4. — С.33-41
2. Lobanov D.S., Babushkin A.V. Experimental studies of the high temperature influence on strength and deformation properties of combined glass organoplastics // PNRPU Mechanics Bulletin. – 2017. - №1. – pp. 104-117.
3. Lobanov D.S., Slovikov S.V. Mechanical behavior of a unidirectional basalt-fiber-reinforced plastic under thermomechanical loadings // Mechanics of Composite Materials, — 2018 — Vol. 54 — No. 3 — pp. 351-358
4. Лобанов Д.С. Экспериментальные исследования деформационных и прочностных свойств полимерных композиционных материалов и панелей с наполнителем: дис. ... канд. техн. наук. -Пермь, 2015. -148с.
5. Lobanov D. S., Zubova E.M. Research of temperature aging effects on mechanical behaviour and properties of composite material by tensile tests with used system of registration acoustic emission signal // Procedia Structural Integrity. – Vol. – 18. – 2019, pp. 347-352. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.prostr.2019.08.174>
6. Zubova E.M., Lobanov D.S., Strungar E.M., Wildemann V.E., Lyamin Y.B. Application of the acoustic emission technique to studying the damage accumulation in a functional ceramic coating // PNRPU Mechanics Bulletin. –2019. – №1, pp. 38-48.
7. Tretyakova T.V., Dushko A.N., Strungar E.M., Zubova E.M., Lobanov D.S. Comprehensive analysis of mechanical behavior and fracture processes of specimens of three-dimensional reinforced carbon fiber in tensile tests // PNRPU Mechanics Bulletin. – 2019. - №1. – pp. 173-183.

**ИССЛЕДОВАНИЕ И НАТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ
ИНЕРЦИАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПОЗИЦИОНИРОВАНИЯ
МОБИЛЬНОЙ ПЛАТФОРМЫ**

*RESEARCH AND NATURAL MODELING OF AN INERTIAL SYSTEM ON A
MOBILE PLATFORM*

Лобова А.И. – студент, **Кандаурова К.И.** - студент, **Масюк В.М.** – к.ф.-м.н., доцент,
Орехов С.Ю. – ст. преподаватель
МГТУ им. Н.Э. Баумана
nastia.lobova2012@yandex.ru, kandaurovaksen@yandex.ru,
masyuk77@mail.ru, serg31057@mail.ru

Abstract. This article is dedicated to the research of inertial sensors application. A number of issues of the measurements organization, the received data calibration and the results interpretation are investigated here. Theoretical researches are compared with the practically obtained data. The explored mobile platform is equipped with inertial sensors and high precision encoder. The mathematical model was constructed, the comparative experiments were carried out. It was concluded that the use of this method is a complement to the data obtained from the encoders.

Key words: automated control, positioning accuracy, inertial systems.

Аннотация. Исследуется применимость инерциальных датчиков для определения ориентации и пройденного пути мобильной платформы. В работе исследуется ряд вопросов организации измерений, калибровки получаемых данных и интерпретации результатов. Теоретические исследования сравниваются с практическими данными, полученными в результате разработки натурной модели мобильной платформы, оснащенной инерциальными датчиками и высокоточными энкодерами для сравнения результатов. Построена математическая модель и проведены сравнительные эксперименты. Сделаны выводы, что использование данного метода оценки положения платформы в некоторых случаях хорошо дополняет данные с энкодеров, описаны случаи, когда указанный подход необходим.

Ключевые слова: автоматизированный контроль, точность позиционирования, инерциальные системы.

В настоящее время проблема позиционирования и определения положения мобильных платформ является весьма актуальной, поскольку такие платформы широко используются в складских системах, системах доставки грузов и в последнее время становятся массовыми. Данный вопрос решается множеством различных методов [1-4], а инерциальные системы особенно широко описаны и применяются при проектировании летательных аппаратов (например, системы стабилизации квадрокоптеров). Научный интерес представляет исследование возможности использования инерциальных датчиков для наземных платформ. Здесь следует отметить и экономическую составляющую – стоимость энкодеров несоизмеримо выше стоимости инерциальных датчиков.

Первым этапом к решению этой проблемы, является выбор и оценка необходимого оборудования, построение математической модели, а также построение натурной модели. Исследования проводились на следующей аппаратной платформе: датчик гироскопа/акселерометра (MPU 6050/9250); систему GPS\ГЛОНАС; Bluetooth – для передачи данных на ПК; силовой H-мост на МОСФЕТ транзисторах, 2 двигателя постоянного тока; микроконтроллер Arduino Mega 2560 (верхний уровень управления); микроконтроллер Arduino Nano (уровень управления приводной частью), 2 энкодера с разрешением 400 имп/об.

Основные цели разработки платформы: создание системы управления двигателями с плавной регулировкой мощности [5]; обеспечение слежения и контроля за оборотами двигателя; контроль за током и напряжением; регулирование и синхронизация оборотов в реальном времени; обеспечение автономного построения траектории [6] по заданным входным параметрам и ее реализация.

Схема организации электронной подсистемы и габаритный чертеж мобильной платформы приведен на рис. 1.

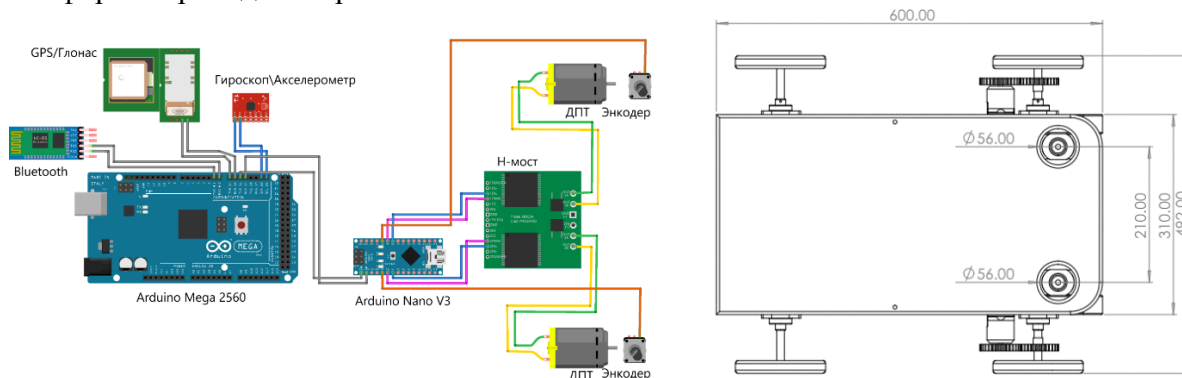


Рис.1. Электронная подсистема и габаритный чертеж мобильной платформы

Для обеспечения корректной работы и исследования инерциальных систем был решен ряд задач: проработан алгоритм совместной работы двух микроконтроллеров, передачи данных по протоколам связи, съем информации с энкодеров и инерциальных датчиков, реализован удобный протокол взаимодействия ПК с микроконтроллером, проработана математическая модели системы из двух двигателей и платформы.

Как показали эксперименты на макете, использование GPS датчиков, как датчиков точного позиционирования (в том числе определения начального положения) является некорректной задачей, т.к. получаемая точность 1-3м в пространстве лаборатории явно недостаточна. В качестве независимого датчика скорости/позиции использовались инкрементальные энкодеры с разрешением (приведенным к диаметру колеса) 0,98 мм/импульс.

Следующим этапом работы была оценка позиционирования методом двойного интегрирования данных акселерометра и оценка собственных шумов, были исследованы несколько датчиков (MPU 6050 и MPU 9250): датчики закреплялись строго параллельно плоскости XOY на основании платформы; частота выборки 200 мс, 30 выборок, 10 экспериментов, 30 выборок соответствует 6с, что по времени соответствует среднему маневру платформы; данные калибровались путем усреднения и учета смещения по предыдущим сериям эксперимента.

Математическая постановка задачи достаточно проста: чтобы получить пройденный путь (пусть по координате x), достаточно дважды проинтегрировать данные акселерометра, т.е.

$$S_x = \int_0^{t_2} \int_0^{t_1} a_x dt_1 dt_2 .$$

Однако при экспериментальном использовании данного выражения был выявлен ряд негативных факторов:

- дискретность отсчетов по времени, что потребовало переходить к схеме численного интегрирования (в исследовании использовался метод трапеций). Проблема накопления ошибки решается сбросом и перекалибровкой датчика после выполнения отрезка траектории,
- вибрационный шум от работающих двигателей, неидеальность конструкции привода, неровностей дороги и других сложно прогнозируемых факторов. Однако можно сделать некоторые предположения, исходя из природы шумов: так как в результате

моделирования мы получили примерные массогабаритные и инерционные параметры мобильной платформы, то можно оценить спектральное распределение шума от работающих приводов, зная примерные характеристики моторов и скорости их вращения.

В результате анализа полученного графика был сделан вывод о необходимости предварительной фильтрации полученных данных. Было рассмотрено три варианта фильтра: по среднему значению, медианный и экспоненциальный. В данном случае было принято, что ошибки, воздействующие на мобильную платформу и на сенсор – акселерометр имеют одну природу и упростили подход, требующий построения фильтра Калмана, сведя его к экспоненциальному:

$$x_{n+1} = K_{ycm} z_{n+1} + (1 - K_{ycm}) x_n.$$

После построения системы был проведен ряд экспериментов и построены профили разгона/торможения мобильной платформы, представленные на рисунке 2. Результаты эксперимента контролировались с помощью энкодеров, погрешность составила порядка 3 - 5% в зависимости от эксперимента. Изучение проблемы использования акселерометров в подобных задачах позволило сделать вывод, что полученное значение погрешности является типовым для данных типов датчиков.

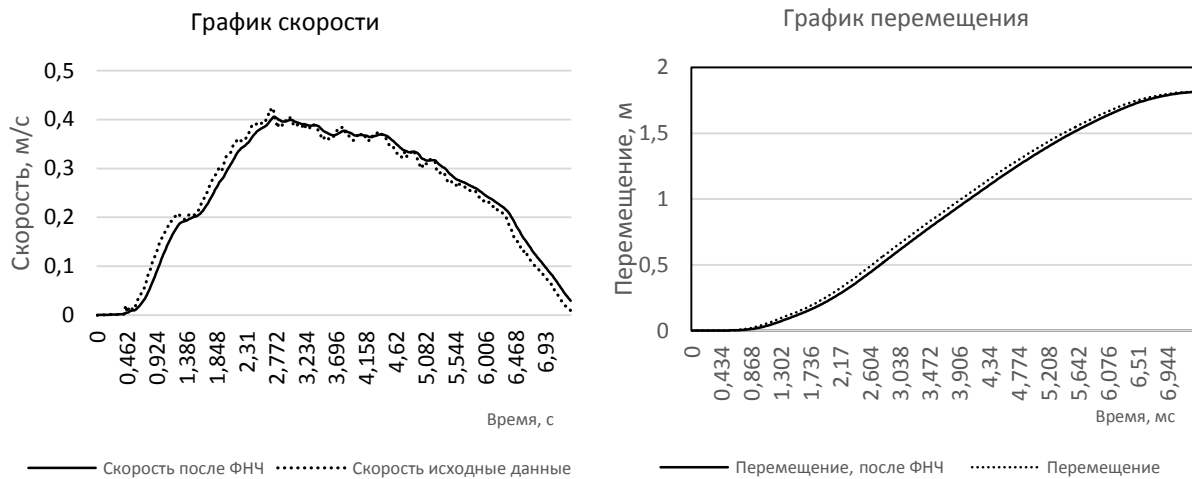


Рис.2. Профиль скорости и пройденного расстояния для мобильной платформы

На следующем этапе работы была построена математическая модель приводов, учтены задержки в микроконтроллере, разработаны регуляторы для реализации индивидуальной стабилизации скорости каждого из двигателей. Такой подход дает удовлетворительный результат (на длине пути в 2000мм за 2с отклонение от прямолинейного пути не превысит 10мм, но разрешающая способность энкодера при диаметре колеса в 125 мм составит примерно 0,98 мм/импульс и возможны пути дальнейшего уточнения). Введем перекрестные связи в регуляторе скорости и оценки скорости двигателей энкодером или позиции мобильной платформы с помощью датчика (гироскопа/акселерометра). Предположим, что имеется возможность оценить увод платформы. Покажем возможность компенсации данного отрицательного эффекта, используя простейший П-регулятор. Результат моделирования представлен на рис. 3. Видно, что теоретически можно получить отклонение менее 1,5 градусов. Точность определяется только точностью измерения угла датчиком инерциальной системы, точностью отработки входного воздействия приводов и механикой мобильной платформы.

В результате реальных экспериментов была подтверждена работоспособность синтезируемого регулятора. Сравнение смоделированных и реальных данных показали расхождение порядка 30%, что можно считать очень хорошим результатом. Серия экспериментов показала перерегулирование по скорости, заметное на старте, но не сказывающееся на отработке траектории.

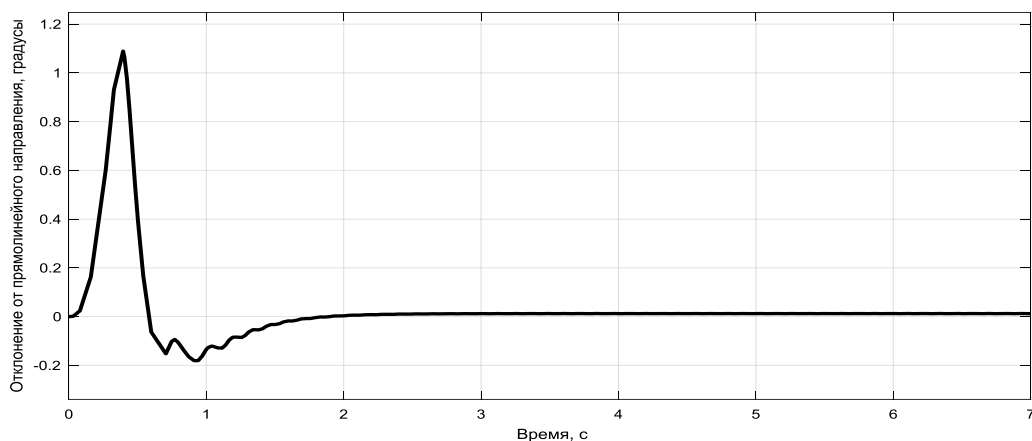


Рис.3. Отклонение мобильной платформы от прямолинейного направления (по модели), градусы

В результате проведенных исследований было сделано несколько важных выводов: инерциальные датчики, в связи с характером их работы на наземной платформе использовать возможно, но менее эффективно, чем в полетных системах. В результате, инерциальные системы на наземных платформах лучше всего использовать в качестве дополнительной системы анализа движения: для расчета динамических характеристик системы, для анализа начального углового положения системы и коррекции траектории; дополнительного пересчета угловой скорости поворота мобильной платформы и, соответственно, оценки траектории движения.

В дальнейшем предполагается использовать несколько датчиков с комплементарным фильтром, доработать конструкцию мобильной платформы, заменить микроконтроллер на более производительный с целью использования более сложных алгоритмов фильтрации и уменьшения задержек при обработке и передаче данных.

Литература

1. Селиванова Л.М., Шевцова Е.В. Инерциальные навигационные системы. Часть 1. Одноканальные инерциальные навигационные системы., учебное пособие., Москва, Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана 2012. С.8
2. Использование инерциальной навигационной системы (ИНС) с несколькими датчиками на примере задачи стабилизации высоты квадрокоптера [Электронный ресурс] URL: <https://habr.com/ru/post/137595/> (дата обращения 20.08.2019)
3. Масюк В.М., Похвалитова А.А., Васин П.А., Исследование применимости MEMS-датчиков в мобильных робототехнических системах Печ., РИНЦ В сборнике: Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины сборник научных статей по материалам XII международной научно-технической конференции в 2 частях., 2016., С. 238-244., 6с/2с.
4. An efficient orientation filter for inertial and inertial/magnetic sensor arrays. Sebastian O.H. Madgwick. URL: https://www.x-io.co.uk/res/doc/madgwick_internal_report.pdf (дата обращения 20.08.2019)
5. Соммер, У. Программирование микроконтроллерных плат Arduino/Freduino / У. Соммер. - СПб.: BHV, 2016. - 256 с.
6. John-David Warren, Josh Adams, Harald Molle, Arduino Robotics / LLC., 233 Spring Street, 6th Floor, New York, NY 10013, 2011 year, pp 601.

ИЗУЧЕНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ В УСЛОВИЯХ МАЛОЦИКЛОВОГО НАГРУЖЕНИЯ И ПЕРЕМЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА¹

STUDYING OF ACCUMULATION DAMAGES REGULARITIES UNDER LOW CYCLE LOADING AND CYCLE VARIABLE PARAMETERS CONDITIONS

Лыкова А.В. – младший научный сотрудник, Ильиных А.В. – к.т.н., доцент
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
cem.lykova@gmail.ru

Abstract. The aim of the work is to study the possibilities of predicting cyclic durability in low-cycle fatigue and variable cycle parameters conditions, which combination describes the change complex nature in the stress-strain state over time of aircraft engine parts, based on linear and nonlinear models of damage accumulation. To do this, low-cycle fatigue tests of cylindrical samples were carried out for various loading forms, consisting of several simple-shape cycles. Based on this model, cyclic durability forecasting for block cyclic loading will be carried out.

Key words: low-cycle fatigue, prediction of life, variable parameters of cycle, damage accumulation.

Аннотация. Цель работы заключается в изучении возможностей прогнозирования числа циклов до разрушения в условиях малоциклового усталости и переменных параметров цикла, комбинация которых описывает сложный характер изменения напряженно-деформированного состояния во времени деталей авиационного двигателя, на основе линейных и нелинейных моделей накопления повреждений. Для этого были проведены испытания на малоцикловую усталость цилиндрических образцов по разным формам нагружения, состоящих из нескольких циклов простой формы. На основе данной модели будет осуществлено прогнозирование циклической долговечности для блочного циклического нагружения.

Ключевые слова: малоцикловая усталость, прогнозирование долговечности, переменные параметры цикла, накопление повреждений.

Необходимость исследований в области усталости материалов обусловлена разрушением элементов конструкций, длительно функционирующих при нестационарных, как правило, циклических режимах нагружения. Поэтому в настоящее время актуальны задачи прогнозирования долговечности конструкционных сталей авиационного назначения.

Работы И. Баушингера, Л.Ф. Коффина, Л. Берстоу, и других авторов посвящены исследованию механического поведения материалов при циклическом деформировании. Активное развитие получили работы посвященные влиянию на значение усталостной долговечности различных факторов, таких как состояние поверхности образцов, свойств и структуры, наличие концентраторов напряжений, значение средних напряжений. Основные результаты работы по данным направлениям приведены в монографиях Дж. Коллинза, С.В. Серенсена, В.Т. Трощенко, В.П. Багмутова и других. Исследование влияния температуры, напряженно-деформированного состояния на механическое поведение конструкционных сплавов при малоциклового усталости исследовалось в работах [1-4]. Влияние форм и параметров цикла на циклическую долговечность [5,6].

Цель работы заключается в изучении возможностей прогнозирования ресурса в условиях малоциклового усталости и переменных параметров цикла, комбинация которых описывает сложный характер изменения напряженно-деформированного состояния во времени деталей авиационного двигателя, на основе линейных и нелинейных моделей накопления повреждений.

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-38-90270

На рисунке 1 представлена зависимость отношения относительной интенсивности упругих напряжений $\bar{\sigma}_i$ к пределу текучести материала в наиболее нагруженной части ступицы диска, иллюстрирующий сложный характер изменения напряжений в цикле.

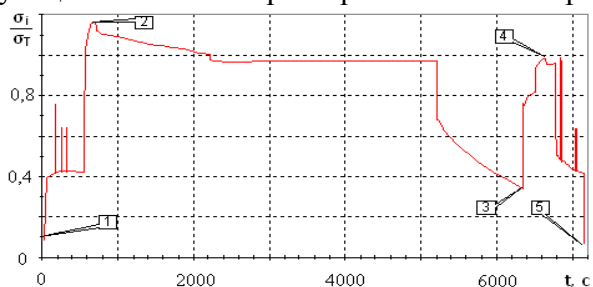


Рис.1. Пример изменения во времени интенсивности напряжений в наиболее нагруженной части ступицы диска (в приближении линейно-упругого материала)

Проведены испытания на малоцикловую усталость цилиндрических образцов из алюминия Д16Т по разным формам нагружения. Выбиралось несколько блоков программного нагружения, которые состояли из разных циклов простой формы. На рисунке 2 приведены формы циклов блочного малоциклового нагружения, которые были выбраны при комбинации форм циклов с постоянными параметрами. В процессе испытания считалось общее количество блоков циклического деформирования до разрушения. Циклическое деформирование сопровождается образованием в координатах напряжение-деформация петли гистерезиса, характеризующей работу упругопластического деформирования за полный цикл нагружения. На рисунке 3 приведены характерные зависимости нормального напряжения от осевой деформации по разным формам цикла зафиксированные в начале, в середине и в конце (перед разрушением) испытания. В таблице 1 приведены результаты испытаний при малоцикловом нагружении при переменных параметрах цикла по блочным схемам.

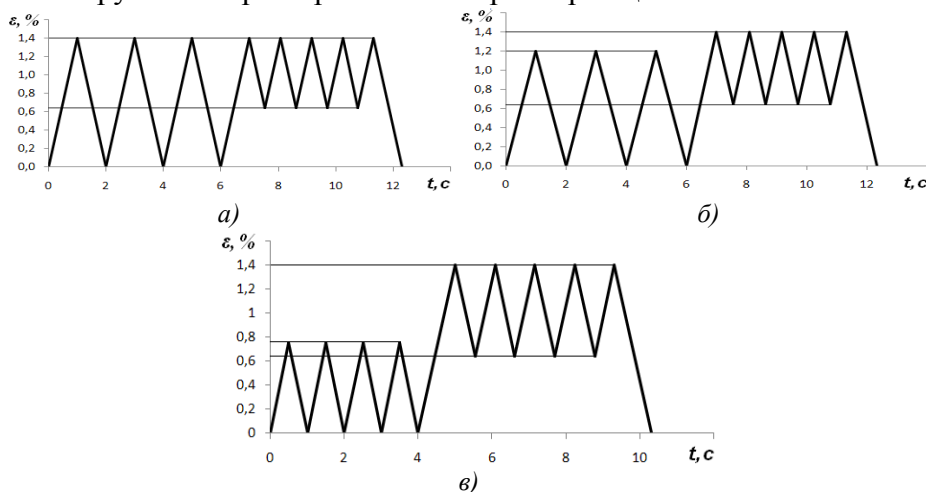


Рис.2. Схемы видов блочного циклического нагружения с переменными параметрами: а – блок №1, б – блок №2, в – блок №3

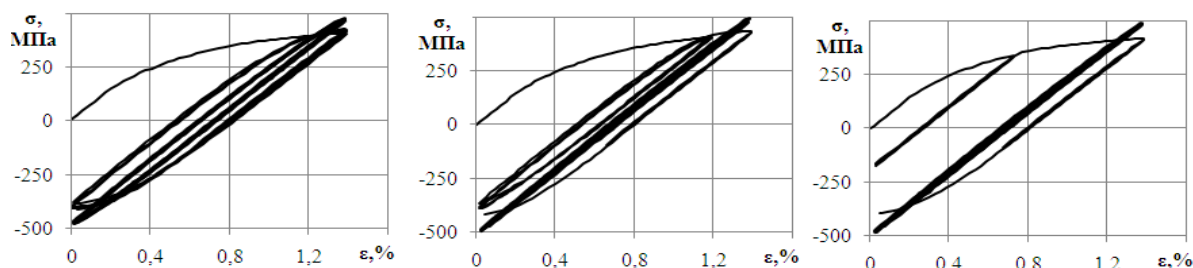


Рис.3. Характерные зависимости нормального напряжения от осевой деформации по разным формам цикла

Табл. 1. Результаты испытаний цилиндрических образцов из алюминия Д16Т при малоцикловом нагружении по блочным схемам

№ блока	Максимальная деформация в блоке, ε_{max} , %	Минимальная деформация в блоке, ε_{min} , %	Размах деформации в блоке, ε_p , %	Коэффициент асимметрии R	Среднее число циклов до разрушения, N
1 блок	1,38	0,01	1,37	0,007	120
2 блок	1,38	0,02	1,36	0,014	468
3 блок	1,38	0,02	1,36	0,007	630

В результате получены экспериментальные данные малоциклового усталости со сложными параметрами цикла сплава алюминия Д16Т, проведен анализ закономерностей процессов накопления повреждений на основе модели линейного суммирования повреждений [6].

Для оценки степени поврежденности материала при малоциклового усталости в условиях действия переменных амплитуд одноосного или двухосного циклического нагружения используются различные модели накопления повреждений. Так как предварительный анализ линейной суммирования повреждений дает существенное отклонение результатов прогнозирования от результатов экспериментальных исследований, то целесообразным является использование нелинейных моделей накопления повреждений.

Первой нелинейной гипотезой накопления повреждений является гипотеза, предложенная Марко и Старки [8].

Вычисление суммарной поврежденности осуществляется с учетом повреждений, накопленных на предыдущих этапах [7]:

$$\sum_{k=1}^i D_k = \left[\frac{n_i}{N_i} + \left(\sum_{k=1}^{i-1} D_k \right)^{\frac{1}{m_i}} \right]^{m_i}$$

Рассматривается возможность применения данной модели для процесса накопления повреждений с переменными параметрами цикла. Схема подсчета накопления повреждения сложной формы представлена на рисунке 4, где каждая кривая на рисунке показывает изменение степени поврежденности от числа наработки для каждой формы простого цикла. Таким образом, два цикла простой формы описывают процесс повреждения за один цикл сложной формы. Для разных амплитуд были подобраны значения коэффициентов m_i , которые позволяют прогнозировать долговечность материала при сложной (М-образной) форме нагружения.

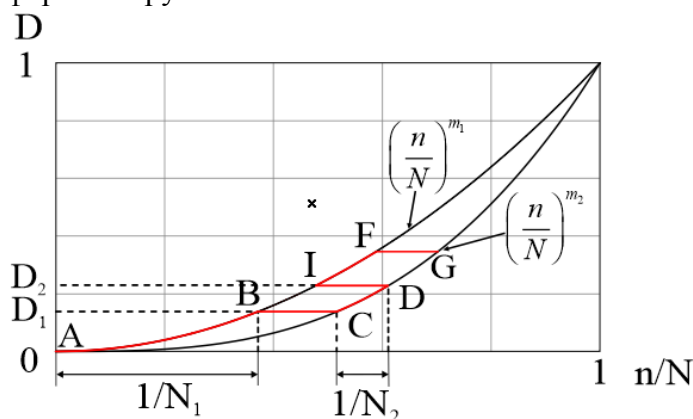


Рис.4. Схема расчета накопления повреждений сложной формы

На основе данной модели осуществляется прогнозирование циклической долговечности для блочного циклического нагружения.

Работа поддержана РФФИ, проект № 19-38-90270

Литература

1. M.Wang, J.C.Pang, H.Q.Liu, C.L.Zou, S.X.Li, Z.F.Zhang Deformation mechanism and fatigue life of an Al-12Si alloy at different temperatures and strain rates // *International Journal of Fatigue*. – 2019. – Vol. 127. – P. 268-274.
2. Стрижиус В.Е. Методы расчета на усталость элементов авиационных конструкций при многоосном нагружении // *Научный вестник МГТУ ГА*. – 2014. – № 187. – С. 65-73.
3. Ломакин Е.В., Третьяков М.П., Ильиных А.В., Лыкова А.В. Механическое поведение конструкционной стали ЭП517Ш при двухосной малоцикловой усталости в условиях нормальных и повышенных температур // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика*. – 2019. – № 1. – С. 77-86.
4. Ильиных А.В., Вильдеман В.Э., Третьяков М.П. Экспериментальное исследование механического поведения конструкционных сплавов при двухосном циклическом нагружении // *Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Аэрокосмическая техника*. 2017. № 51. С. 115-123.
5. Лыкова А.В., Ильиных А.В. Изучение закономерностей накопления повреждений конструкционных сплавов при одноосном малоцикловом нагружении // XII международная конференция "Механика, ресурс и диагностика материалов и конструкций". – Екатеринбург, 2018. – С. 209.
6. Nikhamkin M., Pinykh A. Low cycle fatigue and crack grown in powder nickel alloy under turbine disk wave form loading: validation of damage accumulation model // *Applied Mechanics and Materials*. – 2013. – Vol. 467. – P. 312-317.
7. Вильдеман В.Э. Моделирование процессов деформирования и разрушения композитов. Ч. 1: Модели накопления повреждений: Учебю пособие / Перм. гос. техн. ун-т. Пермь, 2000. 76с.
8. Коллинз Дж. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение: Пер. с англ. – М.: Мир, 1984. – 624 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ КАЧЕСТВА КЛЕЕВОГО ШВА И ПАРМЕТРА ЁМКОСТИ В СОЕДИНЕНИИ ТИПА «ВАЛ-ВТУЛКА»
RESEARCH OF DEPENDENCE QUALITY OF ADHESIVE SEAM AND CAPACITY PARAMETER IN CONNECTION OF TYPE SHAFT-SLEEVE

Масленникова Е.В. – ассистент
МГТУ им. Н.Э. Баумана
maslennikova.ekaterina-1105@yandex.ru

Abstract. In the work shows the use of adhesive joints and the features of their control. The requirements for a control device that is built into a conveyor line are described. A new technology for connecting parts of the shaft-sleeve is considered, on the example of which a new testing method is being developed. The results obtained allow us to conclude that this method is applicable and the feasibility of further research.

Key words: control of glued joints, electroresistive method, electric capacitive method.

Аннотация. В статье приведен анализ применения клеевых соединений и особенности контроля таких соединений. Описаны требования, предъявляемые к устройству контроля, встраиваемого в конвейерную линию. А также рассмотрена новая технология соединения деталей вал-втулка, на примере которой происходит отработка нового метода контроля. Полученные результаты позволяют сделать вывод о применимости данного метода и целесообразности дальнейших исследований.

Ключевые слова: неразрушающий контроль, ёмкость, клеевое соединение, электроёмкостной метод.

Клеевые соединения находят все большее применение в связи с созданием высококачественных синтетических клеев. В машиностроении широко используются клеевые соединения материалов в разнообразных сочетаниях, успешно работающие при нормальной и повышенных температурах; клеи позволяют повысить прочность конструкций, уменьшить массу изделий и т.д. В машиностроении применяются клеи, которые эксплуатируются в силовых соединениях при температурах до 250-350°C, а некоторые клеевые композиции могут использоваться в конструкциях, кратковременно подвергающихся воздействию температур до 1000°C и выше. В станкостроении синтетические клеи находят применение при склеивании пластмассовых накладных направляющих с чугунными основаниями станин, резины с металлом, при склеивании режущих инструментов из твердых сплавов и керамических материалов с металлической оправками и других соединениях, к которым предъявляются требования высокой прочности. Применение клеев при сборке технологической оснастки позволяет обеспечить необходимую прочность, упростить конструкцию, уменьшить ее массу и снизить стоимость в 1,5-2 раза трудоемкость обработки и сборки.

Контроль сборки клеевых соединений является одним из обязательных этапов технологического процесса сборки. Методы и организационные формы контроля зависят от ответственности соединения, габаритов изделия, оснащенности и серийности производства.

Контроль качества склеивания неотвественных соединений осуществляют визуально. Ответственные соединения подвергаются испытаниям, которые разделяют на неразрушающие и разрушающие.

Важным критерием выбора метода контроля клеевого соединения является серийность производства. В мелкосерийном и единичном производстве применяют универсальные методы контроля, которые не требуют высокой квалификации и дорогостоящей подготовки. Предпочтение отдается неразрушающим методам контроля. Исключение в данном случае составляют особо ответственные изделия. В

крупносерийном и массовом производстве таких ограничений нет. Однако до настоящего времени, существует проблема при выборе устройства контроля, которое можно легко встроить в конвейерную линию. Устройства, работающие на основе разрушающих методов контроля для конвейерной сборки не пригодны.

К устройству контроля качества сборки клеевого соединения, встраиваемого в конвейерную линию, предъявляются следующие требования. Устройство должно быть основано на методе безопасном для здоровья рабочих, не требовать громоздких средств защиты, легко встраиваться в автоматический цикл. Само устройство должно быть выполнено в компактной форме, мобильно перестраиваться на новую продукцию, настройка его не должна требовать высококвалифицированного персонала. Это устройство не должно требовать большого подготовительно-заключительного времени для настройки на новую серию изделий, с различными габаритами, толщиной и конфигурацией клеевого шва различной химической природы. Главным требованием, которое предъявляет конвейерная сборка для встраиваемых устройств - это то, что выполнение функциональных операций должно укладываться в сборочный такт. Как видно из перечисленного большинство методов контроля не позволяют создать устройство, легко подающегося автоматизации работы при конвейерной сборке [1].

В связи с этим появилась задача разработки метода контроля сборки клеевых соединений электрорезистивным и электроёмкостным методами. Данный подход основан на использовании при контроле качества клеевого соединения прецизионных электрорезистивных и электроёмкостных методов измерений [2].

В МГТУ им. Н. Э. Баумана разрабатывается новая технология сборки клеевых цилиндрических соединений. Ключевой задачей, возникающей при проведении эксперимента по формированию технологического шва, является контроль времени ручного отверждения при различных значениях температуры валика. Анализ литературы позволил установить, что существует взаимосвязь между степенью отверждения клеевого состава и его диэлектрической проницаемостью [3]. Наличие данной взаимосвязи дает возможность контролировать время ручного отверждения по значению диэлектрической проницаемости полимера [4]. Для осуществления контроля необходимо установить значение проницаемости, которое соответствует времени достижения ручной прочности.

На настоящее время проведены первые опыты, в которых была измерена проницаемость цилиндрического клеевого соединения с технологическим швом без нагрева валика после полного отверждения клея. Диаметральный зазор в соединении составил 0,3 мм, использовался анаэробный клей Loctite 638. Диаметр соединения – 36 мм, длина соединения – 31 мм, клей наносился на длину 10 мм.

Для контроля времени ручного отверждения при проведении исследования, необходимо определить зависимость значения ёмкости от параметров клеевого шва, а также стоит задача определения диэлектрической проницаемости клея [5].

Цилиндрическое клеевое соединение с зазором можно представить, как цилиндрический конденсатор. Для расчета ёмкости цилиндрического конденсатора используется следующая формула:

$$C = \frac{2\pi * l * \varepsilon * \varepsilon_0}{\ln \frac{r_1}{r_2}}$$

где l – длина конденсатора, мм;

ε – диэлектрическая проницаемость клеевого слоя;

ε_0 – диэлектрическая проницаемость вакуума;

r_1 – радиус внутреннего цилиндра, мм;

r_2 – радиус внешнего цилиндра, мм.

На первом этапе проведения эксперимента была поставлена задача по определению значения ёмкости. Для этого на исследуемом образце было условно выделено 26 точек

(рисунок 1). Для увеличения полученной информации в каждой точке было проведено по 10 измерений. Полученные данные представлены в таблице 1.



Рис. 1. Проведение измерений опытных образцов

Табл. 1. Значение ёмкости (нФ) образца 1

№ точки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
1	9,66	11,67	3,08	6,59	4,56	7,05	6,79	6,33	6,28	6,58
2	7,23	4,34	1,76	2,13	8,40	5,13	4,32	10,48	5,28	8,93
3	4,54	6,38	5,77	4,01	6,97	5,65	5,87	4,51	3,61	4,51
4	1,16	5,50	8,18	3,05	6,09	4,57	7,21	9,96	6,24	2,47
5	2,45	2,93	7,40	2,96	7,39	4,14	4,65	3,61	1,57	3,33
6	1,03	6,50	6,01	2,61	5,64	3,99	1,70	2,03	2,91	2,18
7	5,56	4,12	1,07	2,08	1,53	1,47	5,21	12,29	3,11	3,28
8	4,24	2,33	4,80	5,14	7,02	9,60	10,44	3,43	2,52	7,87
9	5,16	6,51	6,41	2,70	10,06	2,82	2,74	3,22	3,00	1,96
10	8,75	12,28	7,21	1,75	2,86	4,36	9,04	7,28	4,64	6,95
11	7,61	2,11	4,70	5,79	3,11	5,84	3,48	6,38	3,94	7,92
12	5,49	2,58	9,63	4,85	10,31	6,18	8,31	4,53	6,14	4,72
13	8,81	3,14	3,46	11,68	5,27	5,00	4,01	3,92	4,43	7,64
14	6,70	3,37	1,71	6,80	7,95	4,05	3,31	8,76	3,11	3,61
15	1,59	3,43	1,55	3,23	2,97	12,15	6,01	7,60	5,29	2,92
16	4,99	12,24	11,00	4,18	4,18	10,87	2,63	5,80	3,27	10,00
17	6,11	2,31	14,61	8,00	6,01	7,73	3,77	4,42	5,23	9,61
18	4,51	1,80	1,58	11,00	9,47	1,94	1,75	10,18	4,46	7,14
19	7,98	8,95	5,13	10,66	5,21	6,32	4,96	4,28	2,11	8,35
20	7,20	3,66	10,01	3,95	7,55	1,60	5,29	5,50	9,76	5,19
21	2,38	3,68	3,63	4,12	9,42	4,00	9,62	1,53	5,21	1,69
22	10,66	3,99	9,85	5,75	6,09	7,34	2,37	8,09	6,13	4,16
23	2,50	4,11	1,73	1,01	3,98	5,25	4,62	4,61	9,22	8,34
24	1,37	2,65	5,59	9,44	4,70	6,25	7,80	2,97	6,97	4,65
25	2,01	1,56	6,61	4,52	8,63	3,90	4,04	2,54	7,64	5,47
26	8,55	2,81	6,00	1,09	5,39	3,44	1,88	3,87	5,57	3,65

По полученным данным построен график (рис.2). В ходе исследования был получен следующий результат: среднее значение ёмкости образца – 5,357 нФ. На графике видно, что пик значения ёмкости приходится на точку, в которой площадь контакта склеиваемых поверхностей была больше. Также по минимумам значений можно сделать вывод о наличии недостаточного значения ширины клеевого шва.



Рис. 2. Проведение измерений опытных образцов

Исходя из полученных данных, можно сделать вывод, что связь между ёмкостью и площадью контакта клеевого соединения цилиндрических деталей присутствует. Это в свою очередь позволяет перейти ко второму этапу исследования – определение диэлектрической проницаемости анаэробного клея по значению ёмкости данного соединения.

Литература

1. Игнатов А.В., Комшин А.С., Потапов К.Г., Масленникова Е.В. Особенности измерительного контроля сборки клеевых соединений электрорезистивными и электроёмкостными методами // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. № 6. С. 13-18.
2. Лузина А.А., Тумакова Е.В., Сырицкий А.Б., Комшин А.С. Разработка системы измерительного контроля адгезионных соединений в машиностроении с учетом влияния шероховатости поверхности // Приборы. 2016. № 11 (197). С. 9-13.
3. Ли Р.И., Богданов А.В. Восстановление неподвижных соединений подшипников качения // Клеи, герметики, технологии. 2005. №3. С. 15-17.
4. Игнатов А.В., Комшин А.С., Потапов Г.К., Масленникова Е.В. Особенности измерительного контроля сборки клеевых соединений электрорезистивными и электроёмкостными методами // Все материалы. Энциклопедический справочник. 2014. № С. 1318.
5. Масленникова Е.В., Мозгин С.В., Игнатов А.В., Комшин А.С. Контроль времени ручного отверждения клеевого слоя диэлькометрическим методом // Сборник трудов. Тезисы докладов III Международной научно-технической конференции «Современные достижения в области клеев и герметиков: материалы, сырье, технологии». 2019. С.100-102.

**АЛГОРИТМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ ПОДВИЖНЫХ ОПОР
ДОЖДЕВАЛЬНОЙ МАШИНЫ КРУГОВОГО ДЕЙСТВИЯ¹**
*CENTER-PIVOT IRRIGATION MACHINE MOVEABLE TOWERS CONTROL
ALGORITHMS*

Мирошкина¹ М.В. – асп., **Лепетухин¹ К. Ю.** – асп., **Малолетов^{1,2} А.В.** – д.ф.-м.н., зам.
руководителя центра НТИ, профессор

¹Волгоградский государственный технический университет

²Университет Иннополис

mariatiminen@yandex.ru, lepkon@gmail.com, maloletov@gmail.com

Abstract. Center-pivot irrigation machine moveable towers control algorithms are presented. The algorithms are implemented as a program for modelling the kinematic of center-pivot irrigation machine movement. The comparative analysis of laws of movement of moveable towers for processing square fields is performed on the criteria of total track length and back feed coefficient.

Key words: optimal control, walking machines, center-pivot irrigation, free-shaped fields

Аннотация. Разработаны алгоритмы управления движением подвижных опор дождевальной машины кругового действия при обработке полей произвольной формы. Алгоритмы реализованы в виде программы моделирования кинематики движения многоопорной дождевальной машины кругового действия. Проведен сравнительный анализ законов движения подвижных опор при обработке квадратного поля по критериям суммарной длины следовых дорожек и коэффициента обратного хода.

Ключевые слова: Оптимальное управление, шагающие машины, дождевальные машины кругового действия, поля произвольной формы

Введение. Дождевальные машины кругового действия состоят из последовательно соединенных секций трубопровода, закрепленных на подвижных опорах на колесных или шагающих [1] (рисунок 1) и совершающих, в общем случае, плоское движение вокруг неподвижной центральной опоры. Система управления такими машинами поддерживает их прямолинейную конфигурацию за счет остановки подвижных опор секций, «убегающих» вперед, что обуславливает круговую форму обрабатываемого поля (рисунок 2). Существуют разные подходы к повышению эффективности работы дождевальных машин кругового действия [2, 3]

В [4] показана возможность обработки полей произвольной формы с использованием дождевальных машин кругового действия, при замене колесных движителей на движители, обеспечивающие движение в произвольном направлении. Одним из вариантов таких движителей являются шагающие, например, ортогональные спаренные движители, используемые в шагающей машине «Ортоног» (рисунок 3) разработки и изготовления ВолгГТУ и АО «ФНПЦ «Титан-Баррикады» г. Волгоград [5]. Такой привод обеспечивает «идеальную» маневренность, т.е. возможность совершать произвольное плоскопараллельное движение в плане местности.

Следует учесть, что оптимизация движения возможно как на высоком уровне (синтез траектории), так и на низком (шагание, включая перенос стопы [6]). Для простоты принимается, что движение опор индивидуальных шагающих роботов оптимизированно по некоторой системе показателей. А движение машины в целом рассматривается как движение группы мобильных роботов [7].

Оценка алгоритмов управления. В исследовании предлагаются различные алгоритмы управления опорными тележками дождевальной машины, обеспечивающие обработку

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 18-38-00946 мол_a

поля произвольной формы. Для моделирования алгоритмов разработана программа, выполняющая расчет траекторий движения опор дождевальной машины. Алгоритмы оцениваются по двум критериям: длина следовой дорожки и коэффициент обратного хода.

Энергоэффективность работы дождевальной машины можно оценивать по работе, затрачиваемой на преодоление пути. Соответственно, уменьшение суммарной длины следовых дорожек приводит к снижению затрат на перемещение.

Коэффициент обратного хода характеризуется величиной отношения суммарной длины следовых дорожек к пути, пройденному в обратном направлении.



Рис.1. Дождевальная машина с шагающим движителем



Рис.2. Космическая фотография круглых полей



Рис.3. Шагающая машина «Ортоног»

Предложено четыре алгоритма движения подвижных опор дождевальной машины: «гармошка», «пара», «последовательность», «хорды окружности».

1 Алгоритм «Пара»

Алгоритм предполагает движение четных подвижных опор всегда вдоль линии, соединяющей неподвижную опору и текущую точку на кромке поля. В зависимости от обрабатываемого радиуса одна или несколько нечетных опор (начиная с ближней к неподвижной) двигаются с опережением (или замедлением), обеспечивая поворот секций друг относительно друга. Нечетные подвижные опоры, располагающиеся дальше от центра, сохраняют прямолинейную конфигурацию машины до тех пор, пока уменьшение радиуса не позволяет компенсировать его за счет работы предыдущих опор.

При рассмотрении данной модели принято ограничение на минимальный угол между секциями. Вариант обработки квадратного поля с половиной диагонали равной полной длине дождевальной машины представлен на рисунке 4.

При данной конфигурации суммарная длина следовых дорожек равна 1,26 длины следовых дорожек дождевальной машины кругового действия необходимой для орошения той же площади. С уменьшением минимального угла суммарная длина следовых дорожек увеличивается, что может быть объяснено большими перемещениями вдоль линии, соединяющей центр поля и текущую точку на кромке поля, подвижными опорами.

2 Алгоритм «Последовательность»

Алгоритм предполагает движение подвижных опор секций, не участвующих в изменении конфигурации вдоль линии, соединяющей неподвижную опору и текущую точку на кромке поля. В зависимости от обрабатываемого радиуса сначала друг относительно друга поворачиваются первые две секции, начиная с неподвижной опоры, а при достижении минимального угла, следующая секция начинает поворачиваться относительно предыдущей, при этом уже повернутые до минимального угла друг относительно друга секции сохраняют свое взаимное расположение и совместно поворачиваются, относительно последующей. Вариант обработки квадратного поля с

половиной диагонали равной полной длине дождевальной машины представлен на рисунке 5.

Как в предыдущем алгоритме, угол между секциями не должен быть меньше определенного заранее заданного значения. При данной конфигурации длина следовых дорожек равна 1,40 длины следовых дорожек дождевальной машины кругового действия, необходимой для орошения той же площади. Изменение длины следовых дорожек перестает носить монотонных характер и создается возможность найти оптимальный угол для уменьшения длины следовых дорожек.

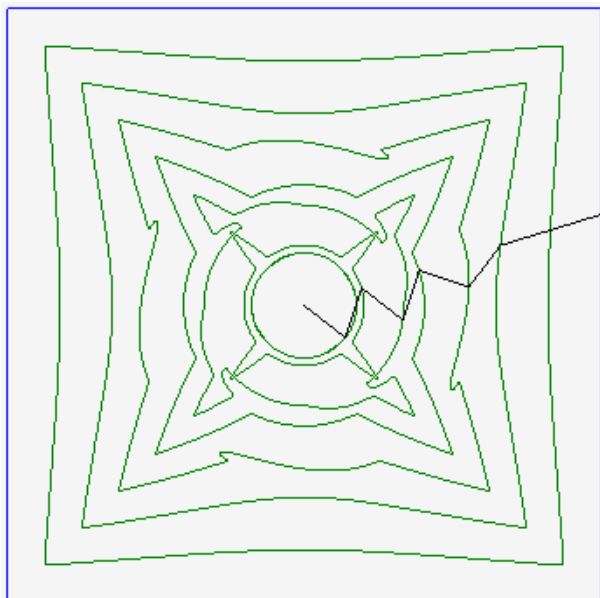


Рис.4. Траектории движения опор секций дождевальной машины в модели «Пара»

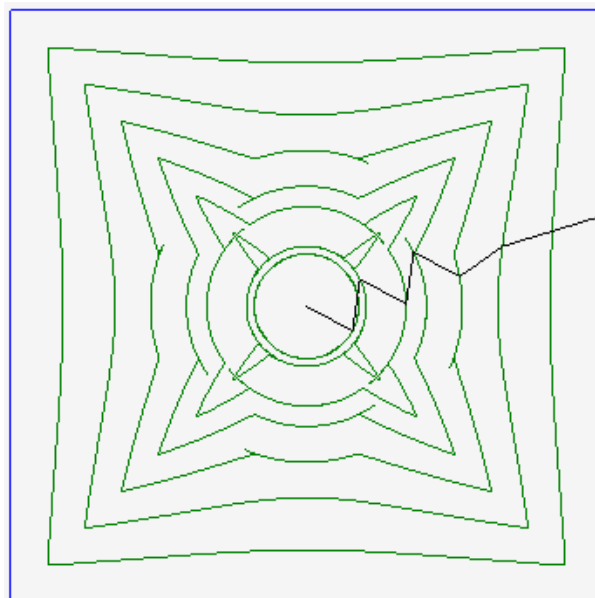


Рис.5. Траектории движения опор секций дождевальной машины в модели «Последовательность»

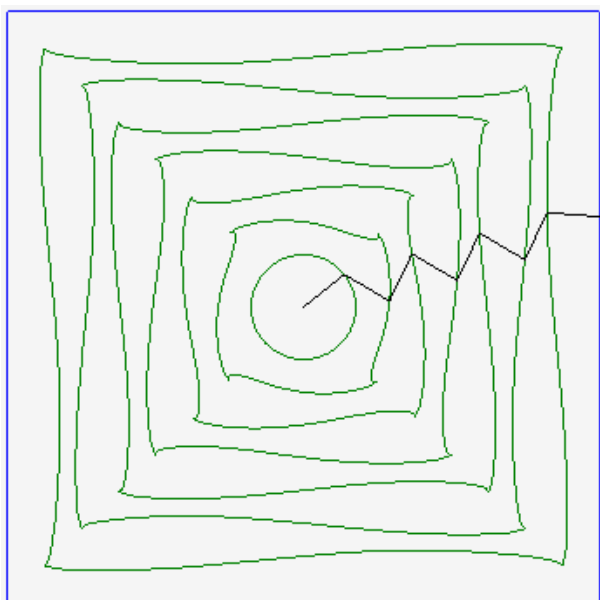


Рис.6. Траектории движения опор секций дождевальной машины в модели «Гармошка»

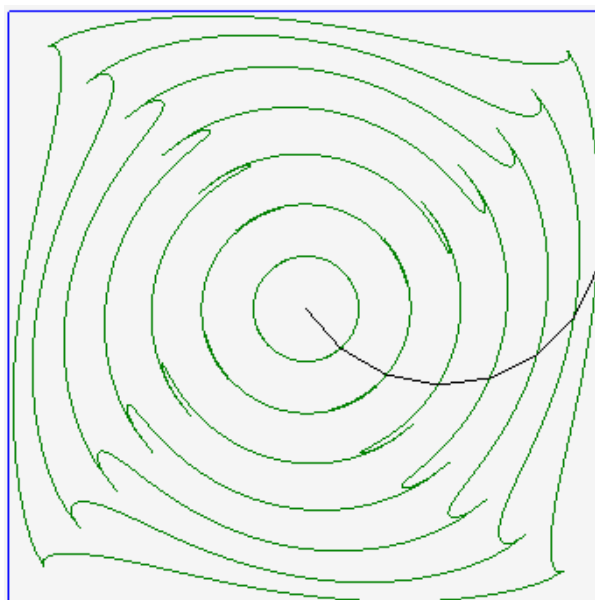


Рис.7. Траектории движения опор секций дождевальной машины в модели «Хорды окружности»

3 Алгоритм «Гармошка»

Модель предполагает движение подвижных опор дождевальной машины путем размещения их поочередно по разные стороны от линии, соединяющей центральный пост и крайнюю опору.

Вариант обработки квадратного поля с половиной диагонали равной полной длине дождевальной машины представлен на рисунке 6. При данной конфигурации длина следовых дорожек равна 1,18 длины следовых дорожек дождевальной машины кругового действия, необходимой для орошения той же площади. В связи с тем, что в изменении радиуса участвуют все секции, минимальный угол между ними установлен не был.

4 Алгоритм «Хорды окружности»

Модель предполагает движение подвижных опор дождевальной машины так, чтобы ее секции представляли собой хорды описанной вокруг машины окружности.

Вариант обработки квадратного поля с половиной диагонали равной полной длине дождевальной машины представлен на рисунке 7. При данной конфигурации длина следовых дорожек равна 1,44 длины следовых дорожек дождевальной машины кругового действия, необходимой для орошения той же площади. В связи с относительно небольшими отклонениями угла между секциями и участии всех секций в изменении текущего обрабатываемого радиуса, минимальный угол между ними установлен не был.

Заключение

В соответствии с предложенными критериями алгоритм «Гармошка» является более выгодным как с точки зрения суммарной длины следовых дорожек, так и по коэффициенту обратного хода.

Анализ следовых дорожек, выполненных в соответствии с алгоритмами «пара» и «последовательность», говорит о высоком коэффициенте обратного хода, причем при последовательном складывании этот коэффициент выше, за счет движения группы уже сложенных секций назад для обеспечения поворота последующих секций. Алгоритм «Хорды окружности» показал наилучший результат по обоим критериям.

Разработанные алгоритмы и программное обеспечение позволяют вычислять траектории и законы движения опор дождевальных машин при обработке полей различной формы с оценкой качества алгоритмов по заданным критериям.

Работа поддержана РФФИ, проект № 18-38-00946 мол_а

Литература

1. Брискин Е.С. Опыт разработки и испытаний шагающих опор дождевальной машины / Брискин Е.С., Чернышев В.В., Жога В.В., Малолетов А.В. // Тракторы и сельхозмашины – 2011 - № 9 – С. 27-31.
2. Слюсаренко В.В., Надежкина Г.П., Рыжко Н.Ф. Технические решения для повышения площади полива и коэффициента земельного использования дождевальных машин кругового действия // Научная жизнь. 2014. No2. С.100-109
3. Optimal design of center pivot systems with water supplied from wells / M.A. Moreno, D. Medina, J.F. Ortega, J.M. Tarjuelo // Agricultural Water Management 107 (2012). P. 112–121. doi:10.1016/j.agwat.2012.01.016
4. Лепетухин, К.Ю. Об оптимальном управлении взаимным расположением секций дождевальной машины кругового действия при обработке некруглых полей / Лепетухин К.Ю., Малолетов А.В., Брискин Е.С. // Мехатроника, автоматизация, управление. - 2017. - Т. 18. № 2. - С. 103-107.
5. Брискин, Е.С. Об управлении движением шагающей машины со сдвоенными ортогонально-поворотными движителями / Брискин Е.С., Вершинина И.П., Малолетов А.В., Шаронов Н.Г. // Известия Российской академии наук. Теория и системы управления. - 2014. - № 3. - С. 168.

6. Мирошкина, М.В. Об энергетически эффективных режимах движения шагающего робота при его движении по неровной поверхности / М.В. Мирошкина, Е.С. Брискин, Я.В. Калинин // Юбилейная XXX Международная инновационная конференция молодых учёных и студентов по проблемам машиноведения (МИКМУС – 2018) (г. Москва, 20-21 ноября 2018 г.) : сб. тр. конф. / отв. ред.: Н. А. Татусь ; Российская Академия наук, Отделение энергетики, машиностроения, механики и процессов управления, РФФИ, Ин-т машиноведения им. А. А. Благонравова РАН (ИМАШ РАН). - Москва, 2019. - С. 483-485.
7. Каляев И.А., Гайдук А.Р., Капустян С.Г. Модели и алгоритмы коллективного управления в группах роботов. – М.: Физматлит, 2009. – 280 с.

**ПРОБЛЕМЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ УДАРА АВТОМОБИЛЯ О
ДОРОЖНОЕ ОГРАЖДЕНИЕ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ
PROBLEMS OF MODELING THE IMPACT OF A CAR ON A ROAD BARRIER BY
THE FINITE ELEMENT METHOD**

Михеев П.С. – аспирант, ассистент, **Демьянушко И.В.** – д.т.н., профессор, **Карпов И.А.** – аспирант, старший преподаватель

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)
psmikheev95@gmail.com

Abstract. The safety of the driver and passengers is a priority task of the design and testing of the vehicle. One of the most effective ways to ensure road safety is the installation of road barriers. The article deals with the issues of finite element (FE) modeling of the car when it impacts with road barriers using the LS-DYNA software. The article investigates the simulation of a car with an oblique impact on the road barrier, in particular, the issues of friction between the wheels of the car and the road, the friction elements of the car and the road barrier, the problems of describing large deformation and destruction of parts with large grids and interaction with elements of a small overlap area.

Key words: FEM, vehicle, road barriers, friction, destruction.

Аннотация. Безопасность водителя является приоритетной задачей для инженеров. Одним из способов ее обеспечения является повышение пассивной безопасности транспортных средств. Другим способом повышения безопасности на дорогах является улучшение конструкций дорожных ограждений. В статье рассматриваются вопросы конечно-элементного (КЭ) моделирования автомобиля при столкновении с дорожными ограждениями с использованием программного комплекса LS-DYNA. В статье представлен ряд проблем моделирования автомобиля при косом ударе о дорожное ограждение, в частности, рассмотрены вопросы трения между колесами автомобиля и дорогой, трения элементов автомобиля и дорожного ограждения, проблемы описания больших деформации и разрушения деталей при крупных сетках МКЭ и взаимодействия с элементами малой площади перекрытия.

Ключевые слова: МКЭ, транспортное средство, дорожное ограждение, трение, разрушение.

Введение

Сохранение жизней водителей и пассажиров при ДТП – одна из наиболее актуальных проблем во всем мире. В России эта проблема сформулирована в национальном проекте «Безопасные и качественные дороги», в котором поставлена задача сокращения смертности на дорогах в 3.5 раза к 2024 году. Существенное снижение тяжести ДТП достигается двумя путями: улучшением конструкции кузова автомобиля или улучшением конструкции дорожных ограждений. При проектных работах эффективным инструментом анализа является виртуальное моделирование наезда автомобиля на ограждение с использованием аппарата нелинейной динамики на базе МКЭ[1]. В настоящей статье рассмотрены проблемы конечно-элементного (КЭ) моделирования автомобиля (а/м) в виртуальных моделях взаимодействия а/м с дорожными ограждениями.

Специфика взаимодействия а/м и дорожного ограждения

Процесс взаимодействия а/м с ограждением может быть условно разделен на три этапа. Сначала а/м движется к ограждению под углом с определенной скоростью, затем происходит контакт поверхности кузова автомобиля и ограждения, переходящий в удар, после которого автомобиль выходит из контакта с ограждением и движется по свободной траектории (Рис. 1).

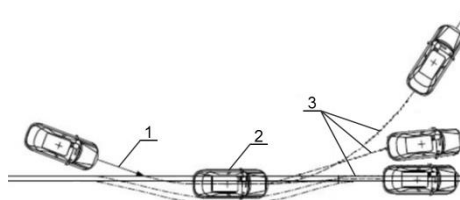


Рис. 1. Этапы взаимодействия автомобиля и ограждения при ударе: 1 – движение автомобиля до контакта с ограждением, 2 – удар, 3 – движение автомобиля после удара

Каждый из этапов взаимодействия существенно отличается от условий краш-тестов а/м по Euro NCAP. Основными отличиями являются большие потери на трение из-за относительного смещения поверхностей кузова а/м и ограждения, при их взаимодействии. Большая сложность определения контактных поверхностей возникает в задаче контакта из-за косоугольного удара. Также большая размерность модели ограждения (минимальная длина моделируемого ограждения около 60 метров), накладывает ограничения на размер КЭ сетки, что усложняет решение задачи механики разрушения. Поэтому подходы к моделированию а/м при краш-тестах по Euro NCAP не всегда могут быть применимы для описания взаимодействия а/м с дорожным ограждением.

Процесс наезда является быстропротекающим и нелинейным [2], и для решения этой задачи необходимо использовать компьютерные технологии, позволяющие снизить экономические и временные затраты. В данном исследовании использовался конечно-элементный (МКЭ) лицензированный комплекс инженерного анализа LS-DYNA, позволяющий решать задачи нелинейной динамики.

Проблемы при решении задач косоугольного удара а/м о дорожное ограждение

КЭ моделирование является одним из мировых методов решения инженерных и исследовательских задач. Конечно-элементная модель (КЭМ), используемая в виртуальном испытании, состоит из а/м, движущегося по жесткой поверхности, и дорожного ограждения, с которым происходит удар (Рис. 2).

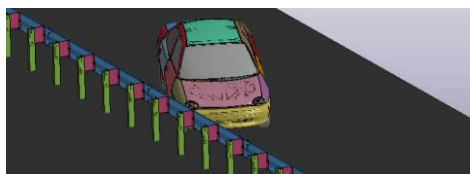


Рис.2. Конечно элементная модель автомобиля и дорожного ограждения

Проблемы решения контактной задачи в случае данного испытания заключаются в определении коэффициента трения между колёсами а/м и дорожным покрытием, а/м и дорожным ограждением. Значение коэффициента трения в коде программного комплекса LS-DYNA определяется по формуле (1):

$$\mu = \mu_d + (\mu_s - \mu_d)e^{-c|v|}, \quad \text{где}$$

μ_s – статический коэффициент трения, μ_d – динамический коэффициент трения, v – относительная скорость между точками, определяющими контакт поверхностей.

В случае трения колёс а/м и дороги используется коэффициент статического трения. В технической литературе есть значения коэффициентов статического трения, однако проблема заключается в его выборе, так как испытания проводятся круглый год при различных погодных условиях, от которых зависит этот коэффициент. Испытания проводятся на испытательном полигоне с асфальтовым покрытием, но даже при ясной погоде при температуре 20°C коэффициент статического трения может меняться в связи с загрязненностью покрытия, вызванного монтажом ограждения. При испытаниях барьерного и мостового ограждений коэффициент трения тоже отличается, так как мостовое ограждение устанавливается на покрытие с асфальтом, а барьерное может устанавливаться на грунтовой

[3] поверхности.

Для оценки влияния коэффициента трения между колёсами а/м и опорной поверхностью были проведены виртуальные испытания с различными вариантами коэффициента статического трения. Результаты испытаний представлены на рисунке 3, анализ результатов показал значительное отличие в траектории а/м при испытании в зависимости от выбранного коэффициента статического трения.

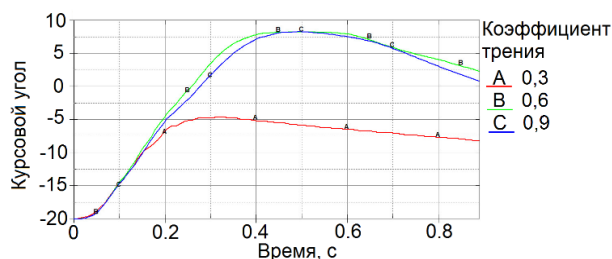


Рис.3. График зависимости курсового угла автомобиля от коэффициента трения колес с контактной поверхностью

При ударе а/м и ограждения возникает трение из-за относительного скольжения кузова по балке дорожного бокового ограждения, при этом происходит длительный контакт поверхностей с изменением скорости. В этом случае для определения коэффициента трения необходимо учитывать, как статический, так и динамический коэффициенты. Для определения влияния трения на движение а/м при ударе о барьерное дорожное ограждение были проведены расчеты, в которых изменялись коэффициенты статического и динамического трения (Рис. 4, а и б). Как показали результаты расчетов при коэффициентах трения, принятых в 1-ом случае, происходит зацеп а/м за стойку ограждения и его разворот. Во 2-ом случае а/м после удара об ограждение выходит из контакта.

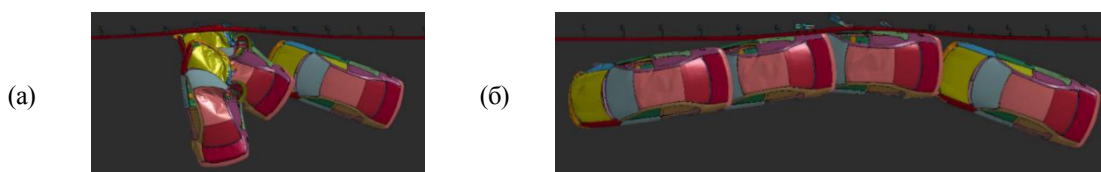


Рис. 4. Варианты расчетов с разными принятыми коэффициентами трения между автомобилем и ограждением: а - $\mu_s=0,74, \mu_d=0,57$, б - $\mu_s=0,20, \mu_d=0,01$

В настоящее время на дорогах устанавливаются ограждения разных типов – барьерные металлические, тросовые и парапетные (бетонные). Механика поведения модели а/м при ударе о тросовые системы значительно отличается от механики взаимодействия а/м с барьерным ограждением. При наезде на тросовое ограждение контакт происходит в локальной области – по тросу, при этом возникают большие контактные усилия в узлах открытых граней деталей кузова [4]. Из-за этого происходит деформирование элементов в модели кузова, приводящее к накоплению численных ошибок, влияющих на результаты расчета. Эта проблема отчасти решается путем создания замкнутой поверхности кузова а/м без открытых кромок [5]. В отечественной дорожной практике тросовые ограждения, в основном, устанавливаются на узкой разделительной полосе, конструкция стоек усилена, поэтому тросы работают совместно со стойками, не отрываясь от них. При контакте со стойкой такой тросовой системы происходит удар с менее, чем 25% перекрытием, в отличие от удара при краш-тестах а/м, где данное значение перекрытия является минимальным. В результате такого удара большая часть энергии концентрируется в области первичного контакта а/м и тросовой системы, и при наезде на стойку разрушает детали и узлы, находящиеся в зоне удара. Происходит отрыв крыльев, бамперов, колес (Рис. 5).



Рис. 5. Автомобиль после удара: (а) тросовое ограждение, удар не в лонжерон, (б) тросовое ограждение удар в лонжерон, (в) краш-тест с перекрытием 25%

В связи с этим возникает не только контактная проблема, но и проблема разрушения деталей и узлов, при которой необходимо определить критерии разрушения. Это также актуально при ударе колеса [6] легкового а/м в стойку ограждения, при котором происходит его отрыв или разворот а/м. Поэтому решение [5] не подходит для данной задачи, так как модель с замкнутой поверхностью кузова не учитывает разрушения.

В области моделирования краш-тестов дорожных ограждений существует ряд особенностей, которые не позволяют использовать КЭМ а/м, которые созданы автопроизводителями. Такие КЭМ содержат несколько миллионов элементов и направлены на выявление повреждений а/м при ударе. Время удара при краш-тесте а/м занимает около 0,3 с, в то время как взаимодействие а/м с ограждением может превышать это значение в несколько раз, поэтому использование таких КЭМ невыгодно, в том числе, из-за времени расчета. Эта проблема решается упрощением КЭМ путем удаления деталей, не влияющих на результат испытания, замены на более простые конструкции, увеличением шага сетки и изменением типа элементов. Такие изменения влияют на работу изменяемой конструкции, поэтому необходимо определить, что может быть упрощено в рассматриваемой КЭ модели.

При увеличении размерности сетки деталей передней подвески а/м, которые наиболее подвержены разрушению при ударе из-за больших деформаций, возникает проблема в применении критерия разрушения, который хорошо описывает процесс разрушения на мелких сетках.

Выводы

Рассматриваемые в статье проблемы, касающиеся выбора параметров контакта, трения и разрушения а/м при ударе о дорожные ограждения, на сегодняшний день остаются актуальными. В дальнейшем планируется развитие этих исследований.

Литература

1. Demiyanyushko, I. Applications Fem Analysis in Researches Reliability and Dynamics of Road Safety Barriers at Collisions With Cars / Demiyanyushko, I., Karpov, I., Tavshavadze, B. // Mechanisms and Machine Science. – 2019. – 73. – С. 1651-1658
2. Awrejcewicz, J. Contact interaction of two rectangular plates made from different materials with an account of physical nonlinearity / Awrejcewicz, J., Krysko, V.A., Zhigalov, M.V., Krysko, A.V. // Nonlinear Dynamics – 2018. – 91(2). – С. 1191-1211
3. Тавшавадзе Б.Т. Влияние параметров стойки на динамический прогиб тросовых дорожных ограждений / Тавшавадзе Б.Т., Титов О.В. // Машиноведение и инновации. Конференция молодых учёных и студентов (МИКМУС-2017) материалы конференции – 2017. – С. 56-64
4. Demiyanyushko, I.V. COMPUTATIONAL SIMULATION AND EXPERIMENTAL STUDY OF CABLE FOR CABLE BARRIERS / Demiyanyushko, I.V., Karpov, I.A., Nadezhdin, V.S. // Mechanisms and Machine Science. – 2019. - 73. – С. 2883-2891
5. Mongiardini, M. Investigation of a series of relevant phenomena for modelling the full-scale crash test of a small vehicle with a guardrail system / Mongiardini, M., Reid, J.D. // ASME 2011 International Mechanical Engineering Congress and Exposition, IMECE 2011–2011.–9– С.69-75
6. Demiyanyushko, I. The dynamic behavior of the vehicle wheels under impact loads—FEM and experimental researches / Demiyanyushko, I., Vakhromeev, A., Loginov, E., Mironova, V. // Springer Proceedings in Mathematics and Statistics – 2018. – 248 – С. 125-134

**МАТРИЧНЫЙ ИЗМЕРИТЕЛЬ СИЛЫ ДЛЯ ОЦЕНКИ
ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ СТОПЫ С ОПОРНОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ¹**
*MATRIX MEASURING FORCE THE INTERACTION OF THE FOOT WITH
THE SUPPORT SURFACE*

Аль Манджи Халиль Хамед Мохаммед – аспирант, Ларина Е.А. – студент, Яцун С.Ф. – д.т.н., профессор, зав. кафедры, Шорстов В.А. – студент.
Юго-Западный государственный университет
teormeh@inbox.ru

Abstract. Recently, there has been an active development of robotic systems for rehabilitation, which can improve the efficiency of human recovery after injuries and other injuries. Further improvement of such systems requires the creation of new tactile sensors that allow you to control the interaction of a person and a robot. The article describes one of the ways to implement a tactile sensor from Velostat material and experimental studies.

Keywords: material Velostat, matrix, tactile sensor, resistance, copper.

Аннотация. В последнее время прослеживается активное развитие робототехнических комплексов для реабилитации, которые позволяют повысить эффективность процессов восстановления человека после травм и других повреждений. В дальнейшем совершенствование таких систем требует создания новых тактильных датчиков, позволяющих контролировать взаимодействие человека и робота. В статье рассмотрен один из способов реализации тактильного датчика из материала Velostat и экспериментальные исследования.

Ключевые слова: материал Velostat, матрица, тактильный датчик, сопротивление, медь.

Введение

В современных условиях вопросы реабилитации голеностопного сустава решаются с применением аппаратов для пассивной механотерапии голеностопного сустава, которые применяют для реализации непрерывных пассивных движений, такая терапия заключается в возвращении анатомически правильной двигательной активности суставам без каких-либо болезненных ощущений. Для оценки взаимодействия стопы пациента и стопы аппарата необходимо иметь датчики, позволяющие производить измерение силы, возникающие при этом.

Разработка различных тактильных датчиков, которые можно применять в виде «искусственной кожи» для роботов, является актуальной проблемой робототехники. Датчики должны регистрировать силовое взаимодействие человека и экзоскелета, воспринимать полученную информацию, обрабатывать, и, если нужно передавать или отображать ее. Использование «искусственной кожи» в датчиках для робототехнических систем позволяет адаптировать и повысить эффективность реабилитации.

Исследование и анализ характеристики измерений линейного измерителя силы

Для изготовления тактильного датчика использована «искусственная кожа» на основе материала Velostat, разработанного компанией Custom Materials, который является проводящим материалом [1]. Данный материал является популярным из-за своей низкой себестоимости и электропотребления. Velostat- это токопроводящий материал, который при нажатии изменяет активное сопротивление материала.

Для изучения свойств материала Velostat при нажатии, был изготовлен датчик, структура которого представлена на рисунке 1. Для изучения свойств материала, изготовлены линейный измеритель силы (ЛИС) и матричный измеритель силы (МИС).

¹ Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ, № 14-08-00773А 2018 г.



Рис.1. Структурная схема ЛИС: а) подключение с резистором, б) подключение без резистора

Из рисунка 1 видно, что структура датчиков состоит из 2 медных пластин (медного скотча) и проложенным между ними материалом Velostat. В зависимости от подключения датчика с дополнительным резистором или без резистора, один из выводов датчика заземляют или же подключают к питанию.

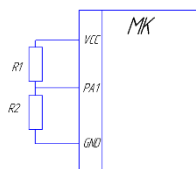


Рис.2. Схема подключения датчика, где R1-известный резистор, R2-датчик из Velostat

На рисунке 2 представлена схема подключения датчика (R2) с резистором (R1) номиналом 1кОм. В ходе проведения эксперимента было решено подключать датчик к Arduino (в дальнейшем к микроконтроллеру), как делитель напряжения.

На рисунке 3 представлена установка при помощи, которой производились измерения. Принято решение подключать линейный датчик как делитель напряжения, и был выбран резистор номиналом 1 кОм.

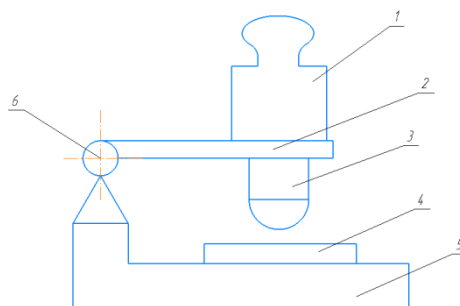


Рис.3. Установка для измерений, где 1-груз, 2-коромысло, 3-индентор, 4-датчик (чувствительный элемент), 5-недеформированная подложка, 6-шарнир

Принцип измерения заключается в том, что на подложку кладется изготовленный датчик, подключенный к Arduino с программным кодом, и ставятся грузы разного веса до 2200 грамм.

На рисунке 6 представлена зависимость напряжения линейного измерителя силы от времени.

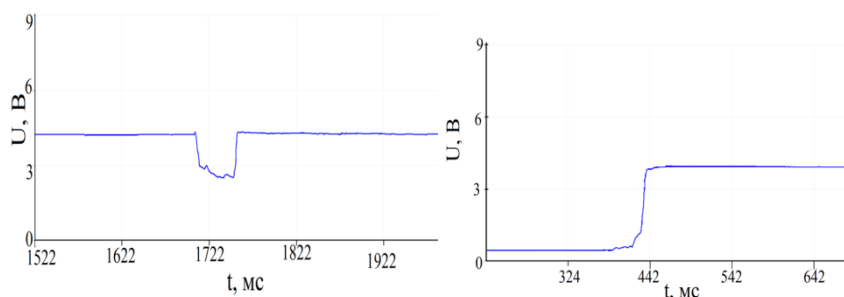


Рис.6. Зависимость напряжения от веса груза: а) вес груза 200 грамм, б) вес груза 1250 грамм

На рисунке 7 представлена зависимость напряжения от веса груза.

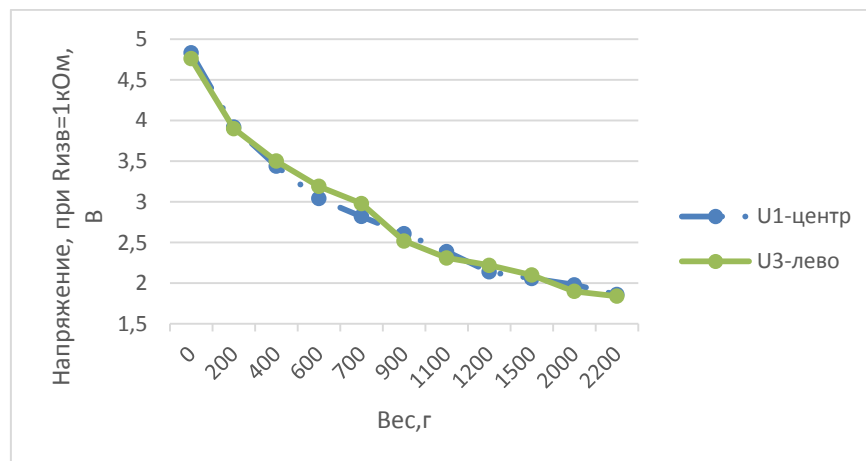


Рис. 7. Зависимость напряжения ЛИС от массы груза

На рисунке представлено 2 графика, их различие в том, что груз ставился в разные части датчика. Из графика выше видно, что при увеличении веса груза, напряжение уменьшается. Следовательно, можно сделать выводы, что месторасположение груза почти не влияет на измеряемое напряжение и график имеет нелинейную зависимость, гиперболической формы.

Экспериментальные исследования и анализ результатов матричного измерителя силы

После исследования и построения графиков зависимости напряжения от веса груза, был изготовлен МИС, который позволяет построить эпюру давления в плоскости взаимодействия стопы человека и экзоскелета. Его внешний вид и структура изготовления представлена на рисунке 4.

Разработанный матричный измеритель силы имеет 3 слоя. На внешние слои нанесены медные дорожки, между которыми расположен двусторонний скотч для скрепления слоев, также скотч служит диэлектриком между соседними медными дорожками. На одном слое дорожки расположены вертикально, на другом горизонтально.

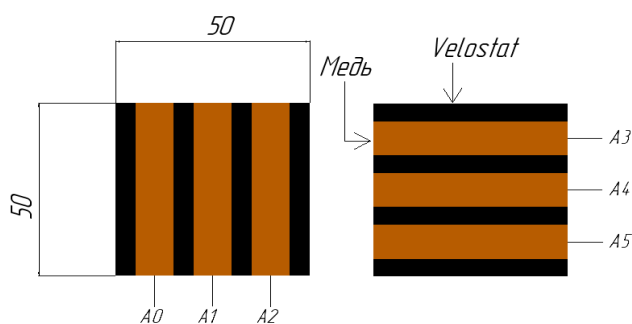


Рис. 4. Структура МИС

Способ изготовления МИС заключается в том, что к медным дорожкам припаиваются провода, которые подаются на землю (нумерация от А0 до А2). Провода, находящиеся на другой стороне от Velostat и расположенные горизонтально подключены к аналоговым входам (нумерация от А3 до А5).

На рисунке 5 представлен макет подключения МИС. Для подключения МИС необходимы: резисторы, МИС, соединительные провода, плата Arduino Uno.

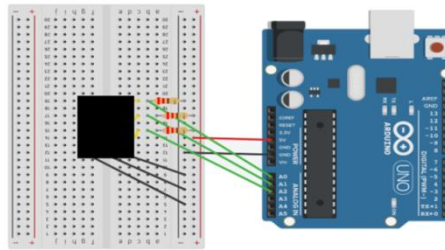


Рис.5. Макет устройства

С помощью данного макета были получена матрица на экране ПК, которая представлена на рисунке 8.

На рисунке 8 показано отображение МИС в среде Processing.

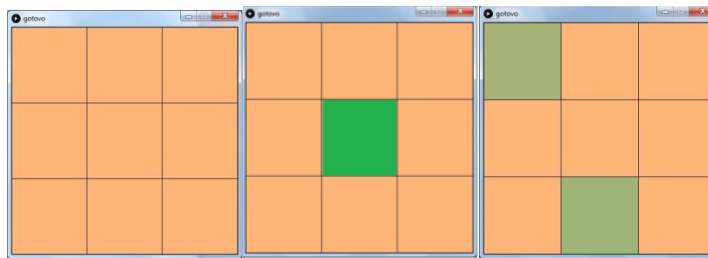


Рис.8. Отображение нажатия на матричный измеритель силы: а - нет нажатия, б - нажатие в одной точке, в - нажатие в 2 разных точках

Как видно из рисунка 8, при различной степени нажатия, место нажатия (зеленый квадрат) имеет различную насыщенность цвета.

Выводы

Исходя из полученных результатов, можно сделать следующие выводы: экспериментальная матрица измерения силы может применяться для оценки взаимодействия стопы с опорной поверхностью, установлено, что зависимость сопротивления изменяется нелинейно. По результатам первичного анализа были намечены следующие направления доработки: помехоустойчивость МИС, создание большего размера МИС, увеличение точности, улучшение дизайна и др.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ, № 14-08-00773А 2018 г

Литература

1. Мимс, Форрест М. (2000). Записки от Mims Circuit . Newnes. п. 69. [ISBN 978-1-85603-878-7](https://doi.org/10.1016/B978-1-85603-878-7.ch49)
2. SEAN SHADMAND: Touch Sensitive Button Using Conductive Fabric and Velostat. [Электронный ресурс]- <http://www.seanshadmand.com/2017/05/23/touch-sensitive-button-using-conductive-fabric-and-velostat/>
3. ALTEROZOOM: Velostat-Pressure-Sensitive Conductive Sheet [Электронный ресурс]- <https://alterozoom.com/ru/documents>
4. WIKI2: Velostat.[Электронный ресурс]- <https://wiki2.org/en/Velostat>
5. Jatsun, S., Savin, S., Yatsun, A. and Turlapov, R., 2015, December. Adaptive control system for exoskeleton performing sit-to-stand motion. In Mechatronics and its Applications (ISMA), 2015 10th International Symposium on (pp. 1-6). IEEE.
6. Jatsun, S., Savin, S. and Yatsun, A., 2016, June. Improvement of energy consumption for a lower limb exoskeleton through verticalization time optimization. In Control and Automation (MED), 2016 24th Mediterranean Conference on (pp. 322-326). IEEE.

**СРАВНЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ИДЕАЛЬНОЙ
МОДЕЛИ ВЕКТОРНОГО УПРАВЛЕНИЯ И ЕЁ РЕАЛЬНОГО
АНАЛОГА НА ОСНОВЕ ТАУ**

*COMPARISON OF DYNAMIC CHARACTERISTICS OF THE IDEAL FIELD
ORIENTED CONTROL MODEL AND ITS BASED ON ACT (AUTOMATIC
CONTROL THEORY) REAL ANALOGUE*

Мясоедов К.Р. – студент, **Епифанов Е.Д.** – студент, **Масюк В.М.** – к.ф.-м.н., доцент,

Пчелкина И.В. - к.ф.-м.н., доцент

МГТУ им. Н.Э. Баумана

kirills.mjasojedovs05@gmail.com, ostrova97@mail.ru, masyuk77@mail.ru,
irinaashikhmina@gmail.com

Abstract. This article is dedicated to the accuracy of modeling the dynamic characteristics of a field oriented control model. The field oriented control model is based on automatic control theory and using the parameters of a real electric motor. As a result of the simulation, several dynamic characteristics were obtained. The comparison of these characteristics with the dynamic characteristics of the assembled system of field oriented control of a real electric motor is carried out. It is concluded that the operation of the field oriented control model with a certain error corresponds to the operation of the field oriented control system of a synchronous electric motor.

Key words: field oriented control, synchronous electric motor, field oriented control model.

Аннотация. Исследуется точность моделирования динамических характеристик модели векторного управления. Модель векторного управления в построена на основе тау с использованием параметров реального электродвигателя. В результате моделирования получено несколько динамических характеристик. Проведено сравнение данных характеристик с динамическими характеристиками собранной системы векторного регулирования реального электродвигателя. Сделан вывод, что работа модели векторного управления электродвигателем с определённой погрешностью соответствует работе системы векторного регулирования синхронного электродвигателя

Ключевые слова: векторное управление, синхронный электродвигатель, модель векторного управления.

Метод управления электродвигателем переменного тока, называемый «векторное управление», появился в конце 70-х – начале 80-х годов прошлого века. В широком смысле векторным регулированием можно назвать все способы управления двигателем переменного тока, использующие для описания происходящих в двигателе процессов векторную математику.

Управлять скоростью двигателя можно, изменяя его момент, а момент двигателя можно менять с помощью управления вектором статорного тока. Регулирование осуществляется в системе координат, вращающейся синхронно с векторами состояний двигателя. Эту систему, как правило, связывают с вектором ψ_R – потоком ротора. Оси этой двухфазной системы координат называют d и q , причем по потоку ротора ориентируют осью d этой системы.

Векторный регулятор тока состоит из двух скалярных регуляторов d и q проекций вектора и использует в качестве обратной связи измеренный и преобразованный в систему dq реальный вектор статорного тока. Регулятор тока в этой же системе формирует вектор напряжения статора, который характеризуется двумя составляющими: U_{sd} и U_{sq} . Далее с помощью координатных преобразований вектор напряжения статора переводится в неподвижную систему координат, связанную со статором, где затем и

реализуется.

Реализация вектора напряжения статора осуществляется с помощью широтно-импульсной модуляции (ШИМ).

Для синтеза системы управления необходимо определить связь между моментом и проекциями вектора тока статора на оси системы dq , вращающейся синхронно с потоком ротора. Для осуществления координатных преобразований необходимо знать текущий угол поворота системы dq (угол поворота ψ_R). Этот угол необходимо измерить или вычислить.

Для асинхронного двигателя соотношения, выражение момента и уравнения равновесия в системе dq :

На рис.1 приведена структура векторного управления синхронным электродвигателем

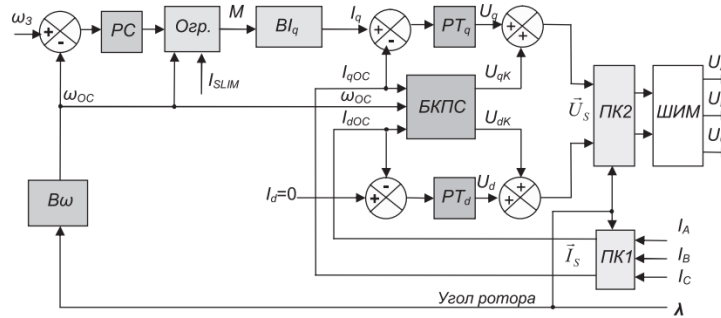


Рис.1. Структура системы векторного регулирования скорости синхронного двигателя

В неподвижной системе координат $\alpha\beta$ уравнения равновесия статора синхронного двигателя выглядят следующим образом:

$$\begin{cases} U_{S\alpha} = \frac{d\psi_{S\alpha}}{dt} + I_{S\alpha}R_S; \\ U_{S\beta} = \frac{d\psi_{S\beta}}{dt} + I_{S\beta}R_S. \end{cases}$$

Во вращающейся системе координат dq :

$$\begin{cases} U_{Sd} = \frac{d\psi_{Sd}}{dt} + I_{Sd}R_S - \omega\psi_{Sq}; \\ U_{Sq} = \frac{d\psi_{Sq}}{dt} + I_{Sq}R_S + \omega\psi_{Sd}. \end{cases}$$

Была построена модель векторного управления синхронным двигателем (рис.2).

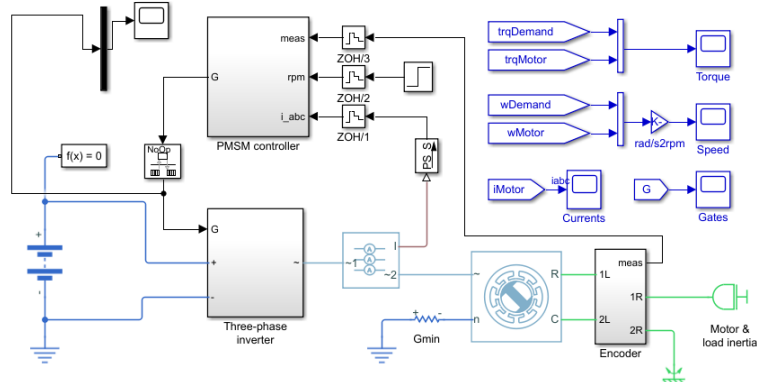


Рис.2. Модель векторного управления синхронным двигателем

В данную модель были загружены параметры реального двигателя. В результате была получена модель векторного управления двигателем с реальными параметрами на

основе ТАУ. Результаты моделирования приведены на (рис.3, рис.4, рис.5)

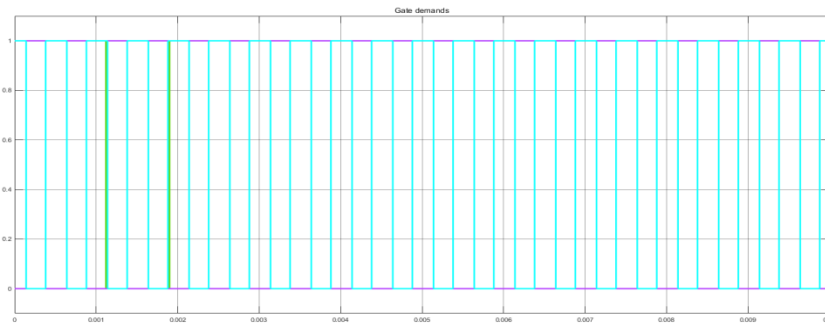


Рис.3. ШИМ-сигнал на каждой из трёх фаз в обмотках электродвигателя

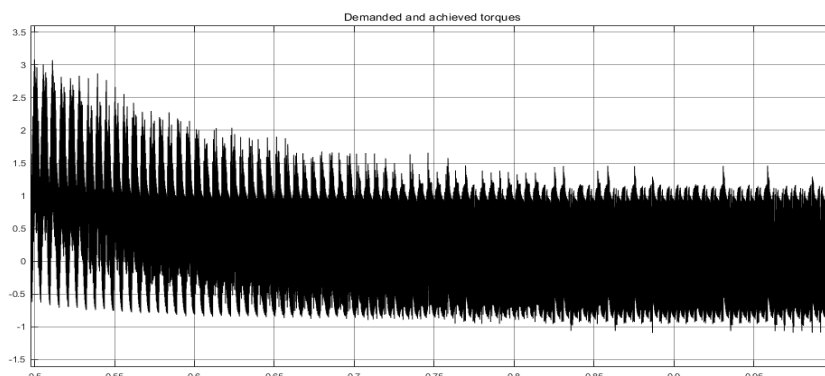


Рис.4. График момента на валу двигателя

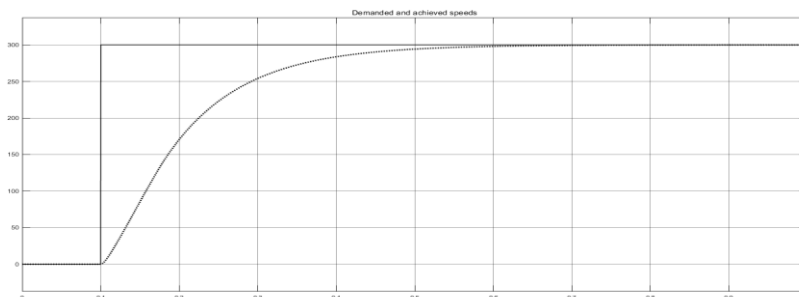


Рис.5. График изменения скорости вращения вала двигателя в зависимости от времени

С целью проверить полученные результаты на практике, была собрана система векторного управления (рис.6).

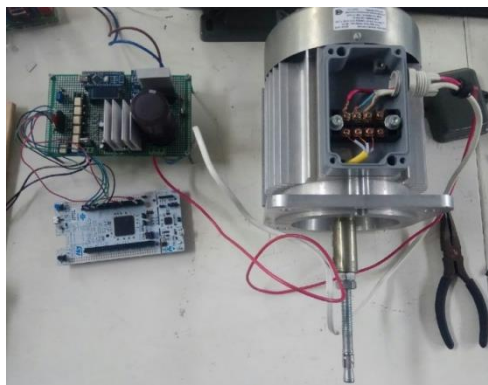


Рис.6. Собранная система векторного управления

Изменение ШИМ-сигнала на фазах электродвигателя, закон изменения момента на валу в режиме холостого хода, а также изменение скорости вращения вала двигателя в

модели векторного управления на основе тау соответствуют результатам измерения соответствующих динамических характеристик в собранной реальной системе векторного управления.

В данный момент происходит дальнейшая разработка более совершенной модели тау, с целью повышения точности моделирования и большего соответствия результатов моделирования с данными, полученными в результате проведения эксперимента с векторным регулированием реального электродвигателя.

Литература

1. А.С. Анучин. Системы управления электроприводов [Текст]: учебник для вузов/ А.С. Анучин – Москва: Издательский дом МЭИ, 2015.
2. M. S. Merzoug, F. Naceri. Comparison of Field-Oriented Control and Direct Torque Control for Permanent Magnet Synchronous Motor (PMSM) / International Science Index International Journal of Electrical, Computer, Energetic, Electronic and Communication Engineering Vol:2 No: 9, 2008.
3. А.В. Карасев. Математическая модель прямого управления моментом асинхронного привода [Текст]: / А.В. Карасев, В.М. Смирнов // ГОУВПО «Мордовский государственный университет им. Н. П. Огарева», г. Саранск.
4. Д.А. Даденков. Моделирование системы векторного управления асинхронным двигателем в пакете Matlab/Simulink [Текст]: / Д.А. Даденков, Е.М. Солодкий, А.М. Шачков // Вестник ПНИПУ. Электротехника, информационные технологии, системы управления – 2014. – № 11. – Пермский национальный исследовательский политехнический университет, Пермь, Россия.
5. Ю.Н. Калачев. Векторное регулирование (заметки практика) [Текст]: / Ю.Н. Калачев // ЭФО Поставка и техническая поддержка
6. Аносов, В.Н. Векторное управление асинхронными электроприводами на основе прогнозирующих моделей : учебное пособие / В.Н. Аносов, А.А. Диаб, Д.А. Котин. — Новосибирск : НГТУ, 2017. — 175 с. — ISBN 978-5-7782-3285-3. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система «Лань» : [сайт]. — URL: <https://e.lanbook.com/book/118082> (дата обращения: 09.09.2019).

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЗОНЫ ОБСЛУЖИВАНИЯ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПОГРУЗОЧНОГО РОБОТА С МАНИПУЛЯТОРОМ ПАРАЛЛЕЛЬНО-ПОСЛЕДОВАТЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ¹

DETERMINATION OF SERVICE AREA OF AGRICULTURAL LOADING ROBOT WITH MANIPULATOR OF PARALLEL-SEQUENTIAL STRUCTURE

Николаев М.Е. – аспирант, Несмиянов И.А. – д.т.н., профессор

Захаров Е.Н. – ст. преподаватель

ФГБОУ ВО Волгоградский аграрный университет

mr.maks.nikolaev.1994@mail.ru

Abstract. The proposed loading robot with manipulator parallel-serial structure for loading meshes with onions, justified size and service area of a robot loader.

Key words: loading robot, manipulator, service area.

Аннотация. Предложен погрузочный робот с манипулятором параллельно-последовательной структуры для погрузки сеток с луком, обоснованы размеры и зона обслуживания робота-погрузчика.

Ключевые слова: погрузочный робот, манипулятор, зона обслуживания.

Доля ручного труда в сельском хозяйстве при уборке плодов овощной продукции составляет до 40%, а в некоторых случаях и больше. Анализ ситуации при возделывании лука-репки показывает, что в большинстве случаев его сбор осуществляется в сетки, в такой таре овощная продукция вручную грузится на транспортное средство и доставляется до потребителя[8].

Для решения проблем механизации погрузочно-разгрузочных работ и их автоматизации, разработана конструкция погрузочного робота-манипулятора параллельно-последовательной структуры, устанавливаемого на самоходное шасси[6-13].

При проектировании манипуляционного механизма необходимо определить законы изменения обобщённых координат $q(t)$, которые обеспечивают заданное перемещение захватного устройства с транспортируемым объектом[1].

Одной из задач кинематического анализа погрузочного робота, заключается в построении зоны обслуживания. Зона обслуживания формируется пространственными перемещениями точки M , в которой пересекаются оси трёх подвижных звеньев переменной длины (рис. 1). Главным критерием при формировании зоны обслуживания является заданная ширина шасси и обеспечение перемещения клещевого захвата по всей площади кузова[3].

За обобщённые координаты приняты длины звеньев манипулятора l_1, l_2, l_3 и угол β (угол наклона пространственно-параллелограммного механизма, зависящий от длины звена l_4).

Теоретическая зона возможных перемещений точки M зависит от отношения длин звеньев l_1, l_2, l_3, l_4 и от расположения их точек крепления на основании.

Для определения траектории движения точки M взяты две системы координат - неподвижная $OXYZ$ и подвижная $O_1X_1Y_1Z_1$. Для составления уравнений связи между координатами точки M , длинами звеньев и расположением их точек крепления используется зависимость между координатами двух точек в пространстве и расстоянием между ними. Эти уравнения относятся к рассматриваемой схеме в подвижной системе координат $O_1X_1Y_1Z_1$ имеют вид[2].

¹ Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках проекта № 19-38-90067

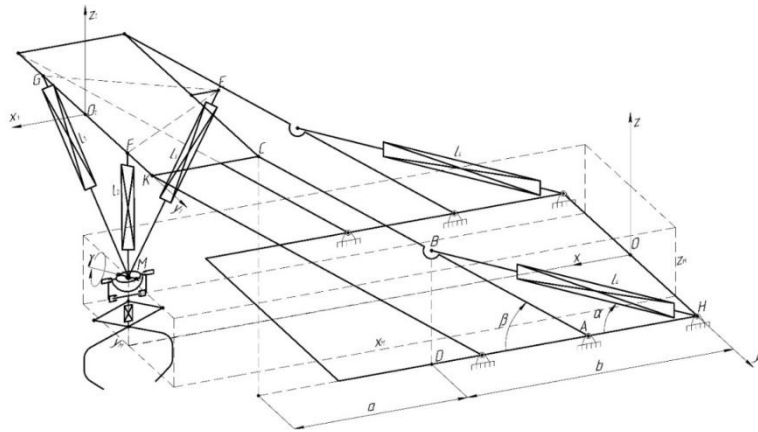


Рис.1. Кинематическая схема погрузочного робота с манипулятором параллельно – последовательной структуры

$$\begin{cases} X_{1M}^2 + Y_{1M}^2 + (Z_{1M} - Z_{1E})^2 = l_1^2, \\ (X_{1M} - X_F)^2 + Y_{1M}^2 + Z_{1M}^2 = l_2^2, \\ (X_{1M} - X_G)^2 + Y_{1M}^2 + Z_{1M}^2 = l_3^2, \end{cases} \quad (1)$$

где X_{1M}, Y_{1M}, Z_{1M} – координаты точки M в подвижной системе координат; l_1, l_2, l_3 – текущие значения длин звеньев манипулятора; $Y_F, X_G = Y_F \cdot \sqrt{3}$ – постоянные, в выбранной системе, координаты точек крепления звеньев манипулятора.

Решив систему (1), получаем зависимости координат точки $M(X_{1M}, Y_{1M}, Z_{1M})$ от длин звеньев l_1, l_2, l_3 и координат точек крепления основания манипулятора:

$$\begin{cases} X_{1M} = \frac{A - Y_F^2 + X_G^2}{2X_G} \\ Y_{1M} = \frac{l_3^2 - l_2^2}{4Y_F} \\ Z_{1M} = - \left[l_1^2 - \frac{(l_3^2 - l_2^2)}{16 \cdot Y_F^2} - \frac{(A - Y_F^2 - Y_G^2)^2}{4 \cdot X_G^2} \right]^{\frac{1}{2}} \end{cases} \quad (2)$$

Переход от подвижной системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$ к неподвижной $OXYZ$ определяется зависимостями:

$$\begin{cases} X_l = X_0 + \alpha_{11}X_{1M} + \alpha_{21}Y_{1M} + \alpha_{31}Z_{1M}, \\ Y_l = Y_0 + \alpha_{12}X_{1M} + \alpha_{22}Y_{1M} + \alpha_{32}Z_{1M}, \\ Z_l = Z_0 + \alpha_{13}X_{1M} + \alpha_{23}Y_{1M} + \alpha_{33}Z_{1M}. \end{cases} \quad (3)$$

где X_M, Y_M, Z_M – координаты точки M в неподвижной системе координат; X_0, Y_0, Z_0 – проекции вектора, определяющего положение начала подвижной системы координат в неподвижной системе координат; α_{sk} (направляющие косинусы) – проекция единичного вектора \vec{i}_{1s} подвижной системы координат на направление единичного вектора \vec{i}_k неподвижной системы координат, которая определяется скалярным произведением

$$\alpha_{sk} = \vec{i}_{1s} \cdot \vec{i}_k \quad s, k = 1, 2, 3 \quad (4)$$

Для расчетной схемы (1) $X_0 = 0; Y_0 = Y_0; Z_0 = 0$,

$$\text{матрица направляющих косинусов} - \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \\ 0 & -\sin \varphi & \cos \varphi \end{vmatrix} \quad (5)$$

Тогда выражения (2) для координат точки M в неподвижной системе координат принимают вид

$$\begin{cases} X_M = \frac{A - Y_F^2 + X_G^2}{2X_G} + AC \cdot \left(\frac{l_4^2 - AH^2 - AB^2}{2 \cdot AH \cdot AB} \right) + AH + CK \\ Y_M = \frac{l_3^2 - l_2^2}{4Y_F} \\ Z_M = - \left[l_1^2 - \frac{(l_3^2 - l_2^2)}{16 \cdot Y_F^2} - \frac{(A - Y_F^2 - Y_G^2)^2}{4 \cdot X_G^2} \right]^{\frac{1}{2}} + AC \cdot \left[1 - \left(\frac{l_4^2 - AH^2 - AB^2}{2AH \cdot AB} \right)^2 \right] \end{cases} \quad (6)$$

где $A = -l_1^2 + 0,5l_2^2 + 0,5l_3^2$.

Полученная система уравнений полностью определяет теоретическую возможную область перемещений точки M в пространстве, т.е. рабочую зону обслуживания робота погрузчика, а также позволяет сформулировать условия, исключающие попадания его в мертвое положение. Реализация алгоритма формирования зоны обслуживания захвата реализована в Mathcad.

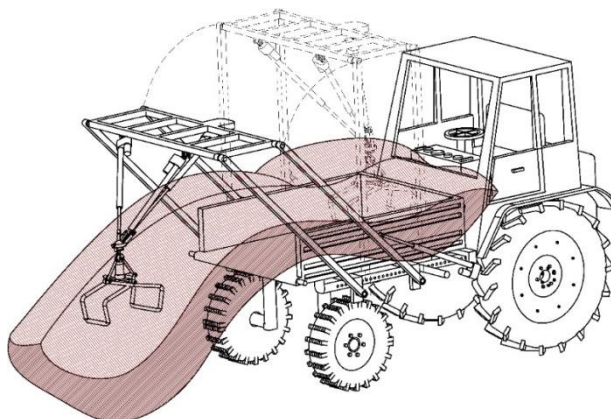


Рис.2. Рабочая зона погрузочного робота с манипулятором параллельно – последовательной структуры

Таким образом из формы рабочей зоны робота-пропольщика на рисунке 2 видно, что точка M перемещается по оси X от $\min(X) = -932.068$ мм до $\max(X) = 3079$ мм; по оси Y от $\min(Y) = -694.444$ мм до $\max(Y) = 694$ мм; по оси Z от $\min(Z) = 0$ мм до $\max(Z) = 2290$ мм., тем самым обеспечивая полное покрытие всей площади кузова по ширине шасси.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках проекта № 19-38-90067

Литература

1. Глазунов, В.А. Пространственные механизмы параллельной структуры [Текст]/В.А. Глазунов, А.Ш. Колискор, А.Ф. Крайнев.-М. Наука, 1991.-95 с.
2. Задача позиционирования манипулятора параллельно-последовательной структуры с управляемым захватным устройством [Текст] / В. В. Жога, В. В. Дяшкин-Титов, И. А. Несмиянов, Н.Н. Воробьева, // Мехатроника, Автоматизация, управление. 2016. - Т. 17. - С. 525-530.
3. К определению зоны обслуживания мобильного манипулятора - трипода [Текст] / В. М. Герасун, В. В. Жога, И. А. Несмиянов, Н.Н. Воробьева, В. В. Дяшкин-Титов / машиностроение и инженерное образование. - 2013. - С. 2-8.
4. Кинематический анализ механизма параллельной структуры для работы в агрессивных условиях [Текст] / А. В. Антонов, В. А. Глазунов, А. К. Алешин, Г. В.

- Рашоян, М. М. Лактионова // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018 год. - С. 3-10.
5. Несмиянов И.А., Воробьева Н.С., Дяшкин-Титов В.В. Моделирование зоны обслуживания погрузочного манипулятора / Материалы Международной научно-практической конференции, г.Волгоград, 31 января -2 февраля 2012г. Том 3. – Волгоград: ФГБОУ ВПО Волгоградский ГАУ, 2012. – С.286-290
 6. Патент №2018136528 РФ, МПК⁵¹ В66С 23/44. Робот-манипулятор / Несмиянов И.А., Николаев М.Е., Воробьева Н.С., Дяшкин А.В., Дяшкин-Титов В.В., Иванов А.Г., - Оpubл. 2019.
 7. Патент № 2018125787 РФ, МПК⁵¹ В66С 23/44. *Манипулятор-трипод промышленного назначения* / Несмиянов И.А., Николаев М.Е., Воробьева Н.С., Дяшкин А.В., Дяшкин-Титов В.В., Иванов А.Г., - Оpubл. 2018.
 8. Тенденции развития средств механотроники, автоматизации и роботизации для синтеза новых высокопроизводительных технологий, машинное производство [текст] / З. А. Годжаев, В. К. Хорошенко, Е. И. Гончаров, Е. Н.Ильченко // фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологий. 2018 год. -- С. 4-16.
 9. Glazunov, V.A. The control complex robotic system on parallel mechanism [Tekst]/ V.A. Glazunov, S.V. Kheylo, A.V. Tsarkov // Studies in Systems, Decision and Control. 2019. Vol. 174. P. 137-146.
 10. Programmable movement synthesis for the mobile robot with the orthogonal walking drivers [Tekst] / V. Zhoga, V. Skakunov, I. Shamanov, A. Gavrilov // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. . 135-147.
 11. Processing of data from the camera of structured light for algorithms of image analysis in control systems of mobile robots [Tekst] / V. Skakunov, V. Belikov, V. Zhoga, I. Nesmiyanov // Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2016. . 149-158.
 12. Synthesis of control algorithm and computer simulation of robotic manipulator-tripod [Tekst] / I. Nesmiyanov, N. Vorob'eva, V. Dyashkin-Titov, V. Zhoga, V. Skakunov, S. Terekhov, V. Egunov, F.A.H. Al-Hadsha // Communications in Computer and Information Science. 2015. . 535. . 391-403.
 13. The architecture of the control system for the mobile process robot with walking movers [Tekst] / V.V. Zhoga, V.N. Skakunov, S.E. Terekhov, V.A. Belikov // International Review of Mechanical Engineering. 2017. . 11. . 337-342.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА 3К-2G-H В САЕ ПРОГРАММЕ KISSSYS

SIMULATION OF PLANETARY GEAR 3K-2G-H IN CAE PROGRAM KISSSYS

Поликарпов А.Н. – студент, Плясов А.В. – канд. техн. наук, доцент
ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»
plyasov-a@yandex.ru

Abstract. A method of mathematical modeling of two-stage planetary transmission 3k-2g-h with inextricably linked planetary stages with one external and internal gearing is proposed. The method is based on the use of a new principle of building models of mechanical systems as a single multidimensional system based on the program KISSsys, which allows you to Refine the mathematical model and expand the design area by taking into account not only kinematic, geometric and power, but also technological and operational parameters simultaneously in four gears. The basic steps of sequential model building are described. To solve the tasks, the necessary calculation modules of KISSsoft were used. An example of a 3D model of planetary transmission 3k-2g-h, the dimensions of which are changed automatically based on calculations and set standards or manually.

Key words: transmission gear, involute gear shaping-gear transmission with planetary gear, the carrier, the pinion, the pinion, the centre wheel.

Аннотация. Предложена методика математического моделирования двухступенчатой планетарной передачи 3к-2g-h со связанными неразрывно планетарными ступенями с одним внешним и внутренним зацеплениями. Методика основана на использовании нового принципа построения моделей механических систем, как единой многомерной системы на базе программы KISSsys, что позволяет уточнить математическую модель и расширить область проектирования при учете не только кинематических, геометрических и силовых, но и технологических и эксплуатационных параметров одновременно в четырех зацеплениях. Описаны основные шаги последовательного построения модели. Для решения поставленных задач были задействованы необходимые расчётные модули KISSsoft. Приведен пример 3D модели планетарной передачи 3к-2g-h, размеры которой изменяются автоматически на основании расчётов по стандартам или вручную.

Ключевые слова: передача зубчатая, формообразование эвольвентного зубчатого зацепления, передача планетарная, водило, сателлит, ось сателлита, центральные колеса.

Студенты технических специальностей создают и исследуют энергетические, технологические и транспортные машины и их сборочные узлы: электродвигатель, генератор, двигатель внутреннего сгорания, компрессор; коробка передач металлорежущих станков, механическая трансмиссия роторной линии, пресс; трансмиссия вертолёта и автомобиля, электропривод конвейера, шарового крана, лифта, механизма подъема и перемещения крана и т.д. Для выполнения конструкторских задач требуется потратить много времени для инженерного анализа существующих решений в машинах, что возможно только при работе в коллективе на техническом проекте на предприятии или в ВУЗе. Охватить все решения не возможно из-за ограничений во времени, ресурсах и подходах к исследованию.

Для отработки методики проектирования и проверки правильности конструкторских решений на её основе следует осуществить моделирование работы полученной детали или группы, например зубчатой передачи [1], вала с подшипниками, корпуса редуктора или рамы машины. На сегодня существует достаточное количество программных продуктов: Компас Shaft 3D, Solidworks, Geartrex, Matlab, MathCAD и др., которые позволяют использовать методику проектирования по стандартам ГОСТ, ISO, DIN, AGMA, JIS, TR. Предлагается к нашему вниманию одну из программ нового

поколения KISSsys. Программа системного проектирования KISSsys в отличие от ряда существующих программ, часть из которых упоминалась выше, имеют возможность объединять данные расчетов узлов машины в систему для двухстороннего обмена между модуля автоматизированного расчёта зубчатых передач, валов и др. KISSsoft. Большая востребованность программы связана с возможностью студента, как конструктора и технолога анализировать по графикам и в анимации. Т.е. эта программа имеет статус виртуальной лаборатории для аспирантов и магистрантов.

Целью работы является разработка математической модели на базе лицензионного программного обеспечения с проверкой результатов на основании собственных методик по ГОСТ и макета планетарного редуктора по схеме 3k-2g-h [2-4].

Первое с чего начинается работа это самостоятельное создание собственными руками на листе карандашом кинематической схемы механической трансмиссии с позициями с подвижными и неподвижными осями [2, 5].

На основе подробной кинематической схемы выполняется составление дерева модели (рис. 1а) в виде с блок-функциональной схемы (диаграммы) механической трансмиссии (рис. 1б). Составление модели начинается с добавления сборочных узлов (группы соосных или несоосных валов и деталей (элементов валов)), валов с деталями (элементами), которые появляются на схеме без размеров и соблюдения положения.

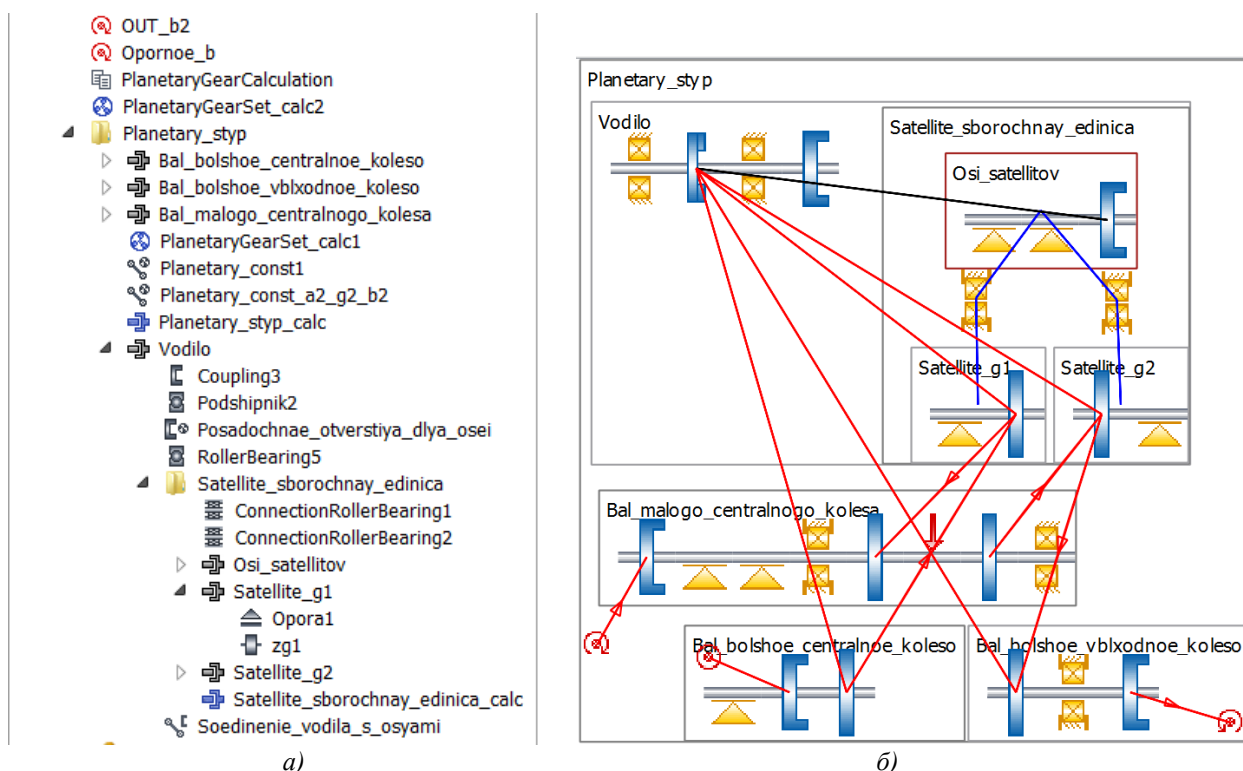


Рис. 1. Планетарный редуктор 3k-2g-h: а) дерево модели, б) блок-функциональная схема

В качестве основных деталей следует разместить на валу – это подшипники, колеса и полумуфты. Кроме этого можно уточнить и переработать расчетную схему вала (рис. 2а) или систему соосных (коаксиальных) валов (рис. 2б) в редакторе KissSoft, т.е. конструкцию вала по ступеням; систему расположения, размеры и тип подшипников; области нагрузки от сил зацепления колёс, муфты, посадки с натягом ступицы деталей. Указывается входы и выходы путем подачи и снятия движений на полумуфту входного и выходного вала. Для проверки работоспособности модели выполняется предварительно кинематический расчёт с геометрией колёс, валов и подшипников по умолчанию. Если кинематический расчёт выполняется, что проверяется по стрелкам диаграммы (см. рис. 1) и значениям крутящего момента и частоты вращения на выходном валу через диалоговое окно или окно свойств, вызываемые через контекстное меню. Выполняется серия расчётов

по каждому зацеплению или группе зацеплений при геометрическом синтезе [6, 7], конструирование валов и подбор подшипников качения из каталога разработчика.

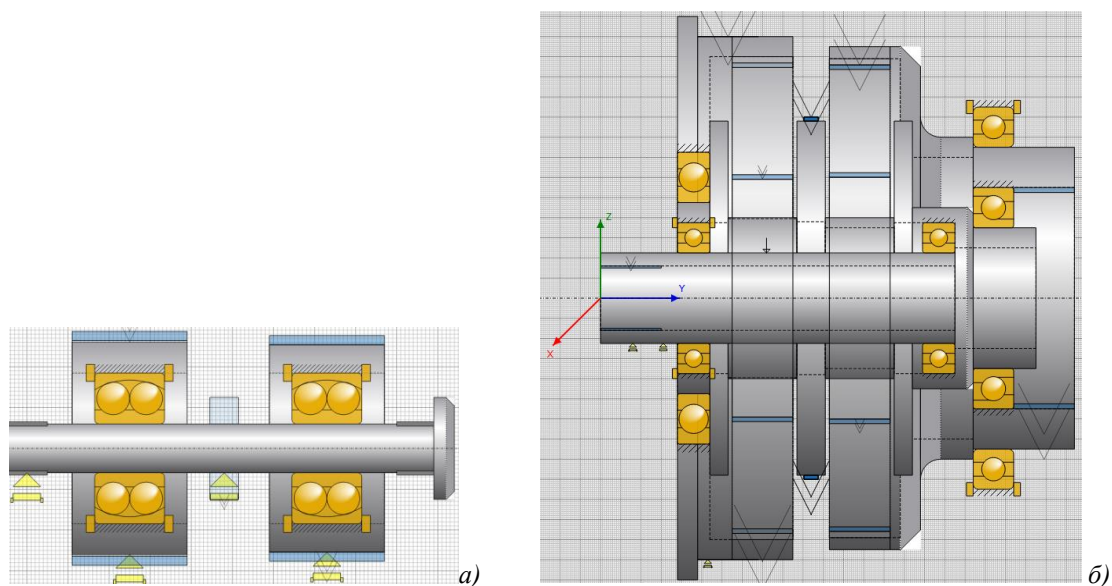


Рис.2. Расчетные схемы соосных деталей: а) ось - сателлиты, б) водило - центральные колеса

Если требуется изменения положения валов и её элементов относительно начального положения вследствие перерасчёта в первую очередь межосевого расстояния зубчатых зацеплений, то следует для удобства воспользоваться функцией Resetposition. Данная функция также позволяет назначить положение колес по углу контакта и т.д.

После создания работоспособной модели планетарного редуктора [8] (рис. 3) можно проводить расчёты: прочностной по контактным напряжениям, напряжениям на изгиб со спектрами нагружения трансмиссии; валов и подшипников; КПД на основе теплового баланса механической трансмиссии, надежности и динамики механической трансмиссии.

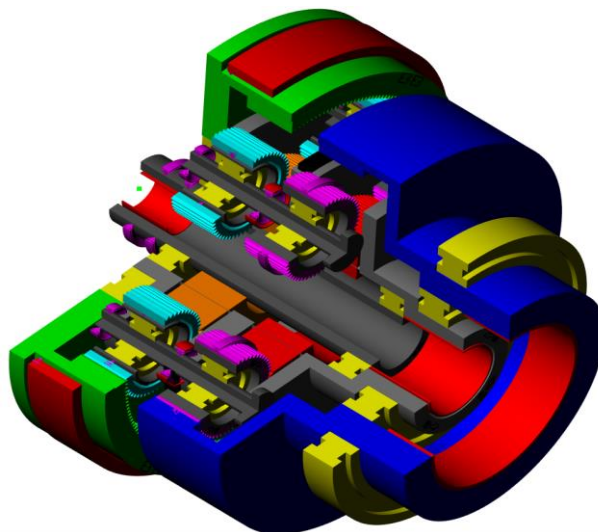


Рис. 3. Параметрическая модель двухступенчатой планетарной передачи 3k-2g-h

В помощь студенту, ученому и конструктору для понимания структуры механической трансмиссии предоставляется ряд инструментов, которые позволяют выявить ошибки в модели и сокращают объем однотипных действий. К этим инструментам можно отнести, во-первых, модель (рис. 3), в которой появляются элементы, между которыми меняются взаимосвязи и положение по мере назначения граничных условий существования модели механической трансмиссии (создания соединения между деталями: зубчатые зацепления, соединительные подшипники,

фрикционная муфта, синхронизатор) (см. рис.2).

Такой широкий спектр решаемых задач в Kisssoft удалось реализовать не только благодаря стараниям разработчиков компании, но и при тесном научном сотрудничестве с техническим советом разработчиков стандартов ISO, DIN и AGMA. В состав совета ISO входит основатель компании Kisssoft доктор Kissling. А в прошлом году компания прошла слияние, т.е. вошла в состав компаний крупнейшей корпорации Gleason.

Широкий спектр решаемых задач – это прекрасно позволяет использовать студентам и инженерам в разных отраслях машиностроения [5, 8, 9], но как говорилось ранее, нужна оптимизация действий при решении задач. Для этого предлагается использовать пользовательский интерфейс или шаблон, подготовленный разработанный лично на основе параметров механической трансмиссии и её элементов или готовый из набора. При определении коэффициента полезного действия трансмиссии следует учитывать все факторы, влияющие на результат. Интерфейс работает по схеме либо в ручном режиме либо в полуавтоматическом режиме в зависимости от опыта пользователя и этапа проектирования механической трансмиссии.

Этот интерфейс позволяет вывести все параметры, необходимые для анализа и синтеза, но и ряд параметров из них изменять для перерасчёта трансмиссии. При этом остальные параметры после перерасчёта обновляются в таблице интерфейса. Это позволяет осуществлять интенсивный поиск с исключением неправильных решений при проектировании механических трансмиссий. Так как чем больше студент и конструктор задействует инструментов, охватывающих вопросы не только проектирования, но и технологии изготовления и метрологии. Для этого используются современные стандарты, но и технические регламенты и авторские методики.

Литература

1. Планетарные передачи: Справочник / В.Н. Кудрявцев и др. М.: Машиностроение, 1977. 536с.
2. Сидоров П.Г., Ширяев И.А., Пашин А.А., Плясов А.В. Метод образования простейших планетарных механизмов // Известия ТулГУ. Технические науки. 2009. Ч. II. Вып. 2. С. 3-12.
3. Двухступенчатая планетарная передача. Сидоров П.Г., Сидоров О.П., Смелов Ю.Е., Пашин А.А., Плясов А.В., Ширяев И.А. Патент на изобретение № 2402707 от 08.10.2008. Опубл. 27.10.2010, бюлл. № 30.
4. Сидоров П.Г., Пашин А.А., Плясов А.В., Распопов В.Я. Структурные преобразования рычажно-зубчатых кинематических цепей в планетарных и многопоточных передачах / Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2011. Вып 5-2. С. 151-161.
5. Сидоров П.Г., Плясов А.В. Методология проектирования главного редуктора вертолета / Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2013. Вып. 8. С. 288-296.
6. Крюков В.А., Плясов А.В. Многопоточность в планетарных передачах 2К-Н, 3К и 3К-2G-Н / Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ, 2018. Вып. 4. С. 335-343.
7. Kryukov V.A., Plyasov A.V. REDUCING THE LEVEL OF VIBRATION IN TWO-STREAM SPUR GEAR / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. № 9783319956299. С. 499-507.
8. Крюков В.А., Прейс В.В. Построение привода исполнительных органов роторной технологической машины с учетом уравнивания мощности / Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник МНТК. Донецк: Донецкий НТУ, 2004. С. 121-124.
9. Крюков В.А., Корнюхин И.Ф. Приводы автоматических роторных и роторно-конвейерных линий // СТИН, 2000. № 11. С. 6-10.

**ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОНСТРУКЦИИ ДЕФОРМИРУЮЩЕ-
ВЫГЛАЖИВАЮЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ С RMR ПРОФИЛЕМ**
*ADVANCED CONSTRUCTS OF DEFORMING-SMOOTHING
TOOLS WITH RMR PROFILE*

Помыткин¹ В.А. – ученик, **Костин¹ Н.Р.** – ученик, **Тарасов² А.Е.** – ученик

¹Демиховский лицей

²Дрезненская СОШ №1

demihovskaya@mail.ru

Abstract. The experimental results for improved designs of deforming-smoothing tools with a RMR profile designed to work with large largeness's of plastic deformation are discussed. Based on an analysis of the research results, the operability new designs of deforming tools were checked and recommendations for their practical application were given.

Key words: plastic deformation, regular micro relief (RMR).

Аннотация. В работе представлены результаты экспериментальных исследований по апробации усовершенствованных конструкций деформирующе-выглаживающих прошивок с RMR профилем, предназначенных для работы с большими натягами пластического деформирования. На основе анализа результатов исследований проверена работоспособность новых конструкций деформирующих инструментов и даны рекомендации по их практическому применению.

Ключевые слова: пластическая деформация; регулярный микрорельеф (RMR).

Перед отечественным машиностроением стоит задача разработки принципиально новых перспективных технологий, высокопроизводительного оборудования и инструмента, конкурентоспособных на мировом рынке, позволяющих выпускать изделия высокого качества и с минимальными затратами.

Применительно к методам поверхностно-пластической деформации (ППД), настоящим авторским коллективом, в работе [1] был представлен высокоэффективный способ механообработки на основе регуляризации микрогеометрии рабочей поверхности инструмента. Здесь, под регуляризацией поверхности инструмента следует понимать некоторый геометрический микропрофиль, в нормальном сечении которого находится, так называемый регулярный микрорельеф – RMR (рис.1а), сформированный, алмазным выглаживателем) на поверхности рабочего элемента – твердосплавного кольца (дорна), рис. 1.

Полученные экспериментальные результаты исследований на лабораторной установке показали [1], что нанесенный RMR на рабочей поверхности дорна позволяет повысить качество обработки и снизить усилия привода станка, что в сравнении с традиционными методами ППД (без RMR) существенно повышает эффективность безлезвийной обработки. Основным объяснением такого эффекта является наличие самовозбуждаемого дросселирования смазочно-охлаждающей технологической среды (СОТС) по канавкам RMR профиля инструмента, обеспечивающее его работу в условиях граничной смазки.

Как показала практика [1], такое дросселирование возможно только лишь при наличии двух основных условий: 1) наличие перепада давлений на торцах дорна инструмента в процессе обработки, создаваемое конструкцией установки и свойствами СОТС; 2) высота канавок RMR профиля (глубина канавок Γ_k) должна быть больше величины сминаемого слоя (высоты пластического деформирования i).

При анализе проведенных исследований [1] был сделан вывод, что RMR профиль может быть эффективно использован только при наличии вышеупомянутых условий, что не всегда может быть приемлемо для производства.

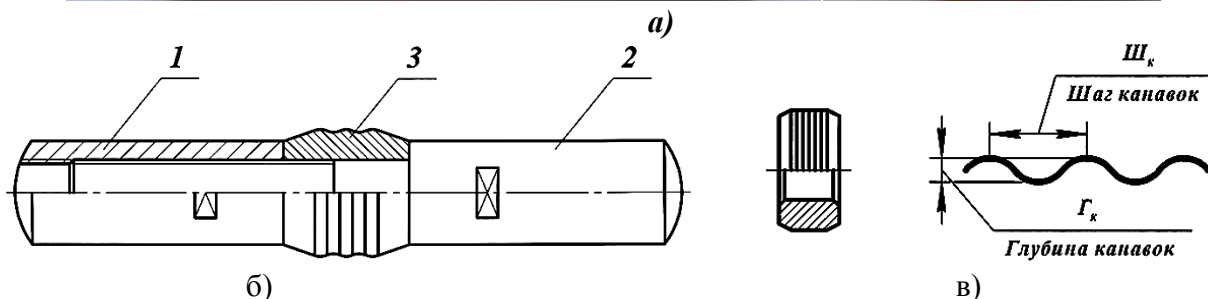


Рис. 1. Примеры сборных деформирующе-выглаживающих прошивок с РМР:
 а) общий вид сборных конструкций прошивок и рабочего элемента (дорна) с РМР;
 б) схема сборной прошивки (1 – стопорная гайка; 2 – оправка; 3 – дорн);
 в) геометрические параметры РМР профиля дорна прошивки

Так, если будет стоять задача выполнить деформацию поверхностного слоя изделия, величина которого будет существенно превышает глубину канавок РМР профиля, то в этом случае, необходимо будет использовать несколько дорнов с РМР (с разбивкой суммарного натяга деформирования на каждый дорн для необходимого возникновения самодресселирования СОТС). Однако, в этом случае неизбежно возрастет общая длина инструмента и усложнится конструкция установки, обеспечивающая истечение СОТС. Кроме того, качество обработанной поверхности детали также может существенно ухудшиться из-за циклического воздействия очередного дорна по уже упроченной поверхности: будет создаваться обратный эффект наклепу – перенаклеп, т. е. шелушение (разрушение) поверхностного микрослоя детали и снижение ее твердости (по аналогии с термообработкой отжигом).

Авторский коллектив, используя лабораторное оборудование кафедры «ТиОМ» Московского Политеха, синтезировал новую конструкцию деформирующе-выглаживающей прошивки с РМР профилем для работы с большими величинами натяга пластического деформирования (рис.2). Основным отличием нового инструмента от представленного в работе [1] является наличие глубоких винтовых борозд, выполненных на всей рабочей длине дорна с РМР профилем, за счет чего обеспечивается постоянное дресселирования СОТС по канавкам РМР (даже при полном перекрытии «закупоривании» канавок РМР профиля инструмента обрабатываемым материалом заготовки).

Экспериментальная проверка работоспособности нового инструмента проводилась на образцах-заготовках с высотой и наружным диаметром 40мм из латуни ЛС59-1 (НВ=1000МПа) и дюралюминия Д1Т (НВ=1430МПа), предварительно расточенных до номинального диаметра дорна 22мм. В качестве инструмента были использованы три одноэлементные деформирующе-выглаживающие сборные прошивки, отличающиеся друг от друга разным углом наклона винтовой борозды γ (рис.2). Инструментальным материалом служила быстрорежущая сталь Р6М5 с предварительно нанесенным РМР на рабочей поверхности каждого дорна ($\Gamma_k = 7\text{мкм}$, $\text{Ш}_k = 0,5\text{мм}$). В процессе обработки натяг пластического деформирования i изменяли в пределах от 0,08мм до 0,35мм (т. е. $\Gamma_k < i$) при скорости процесса прошивания 4м/мин, а в качестве СОТС использовали сульфозрезол.

Анализ полученных результатов экспериментальных исследований (рис.3 и 4) показал, что изменение усилия обработки и получаемого качества поверхности, при

прочих равных условиях, связано с изменением угла наклона винтовой борозды и физико-механическими свойствами образцов-заготовок.

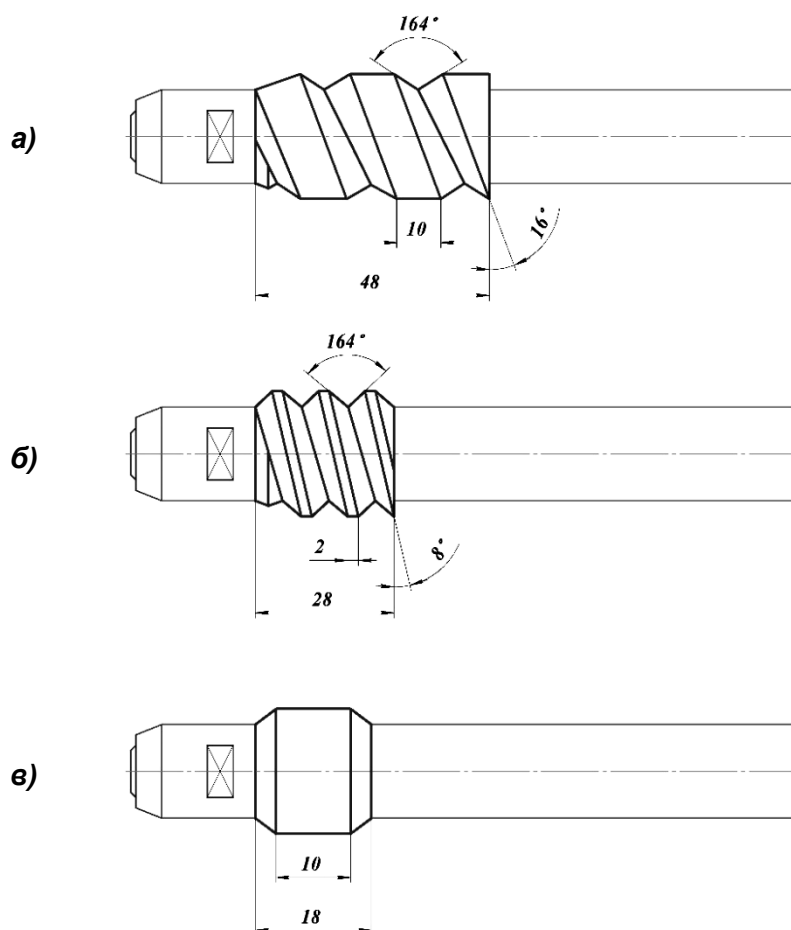


Рис. 2. Экспериментальные деформирующе-выглаживающие прошивки с РМР и различным углом наклона винтовой борозды γ : а) $\gamma = 16^\circ$; б) $\gamma = 8^\circ$; в) $\gamma = 0^\circ$

Так, из рис.3 видно, что с увеличением угла наклона винтовой линии γ на деформирующем элементе наблюдается монотонное нарастание усилий обработки для материалов с разной твердостью и свойствами, что обусловлено увеличением величины сминаемого слоя обрабатываемой поверхности.

Анализируя зависимости на рис.4 можно заключить, что чем больше угол наклона винтовой линии, тем лучше получаемое качество обработанной поверхности (меньше высота неровностей на поверхности детали), что хорошо объясняется эффектом возникновения самодресселирования СОТС по канавкам РМР профиля инструмента. Однако, при натяге пластического деформирования $i \leq 0,1\text{мм}$ (рис. 4) качество обработанной поверхности будет несколько хуже – здесь виден рост коэффициента уточнения $K_y(Ra)$ по параметру шероховатости детали ($K_y(Ra) = Ra_{\text{заг.}}/Ra_{\text{дет.}}$, где $Ra_{\text{заг.}}$ – шероховатость поверхности заготовки до обработки; $Ra_{\text{дет.}}$ – шероховатость поверхности обработанной детали), что связано с небольшой скоростью истечения СОТС (скорость движения инструмента выше скорости дресселирования СОТС по канавкам РМР профиля, большая часть СОТС сливается через переливной гидроклапан установки), т. е. работа такого инструмента может проходить в режиме очень близком к «сухому» трению.

Соответственно, при больших углах наклона γ наблюдалось улучшение качества обработанной поверхности, что связано с увеличением скорости распространения СОТС по канавкам РМР профиля за счет изменения (уменьшения) сопротивления потоку

рабочей жидкости, т. е. наибольшая эффективность новых инструментов может быть достигнута при наибольшем угле наклона винтовых борозд на поверхности инструмента.

Обобщая вышеизложенное можно сделать вывод о работоспособности разработанных новых конструкций инструментов с RMP профилем, которые могут быть рекомендованы к практическому использованию на машиностроительных предприятиях, где применяются методы обработки ППД прошивками и фильерами.

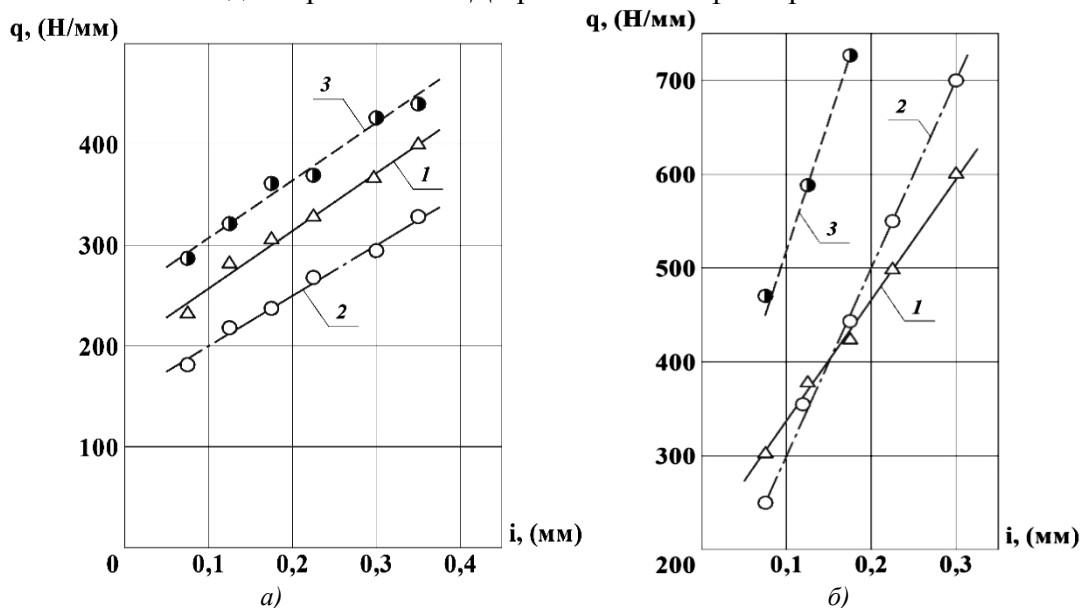


Рис. 3. Зависимость удельного усилия прошивания q от величины натяга пластического деформирования i при различных углах наклона винтовой борозды на деформирующем элементе с RMP профилем

(1 – $\gamma = 0^\circ$; 2 – $\gamma = 8^\circ$; 3 – $\gamma = 16^\circ$): а) образцы-заготовки из ЛС59-1; б) образцы-заготовки из Д1Т

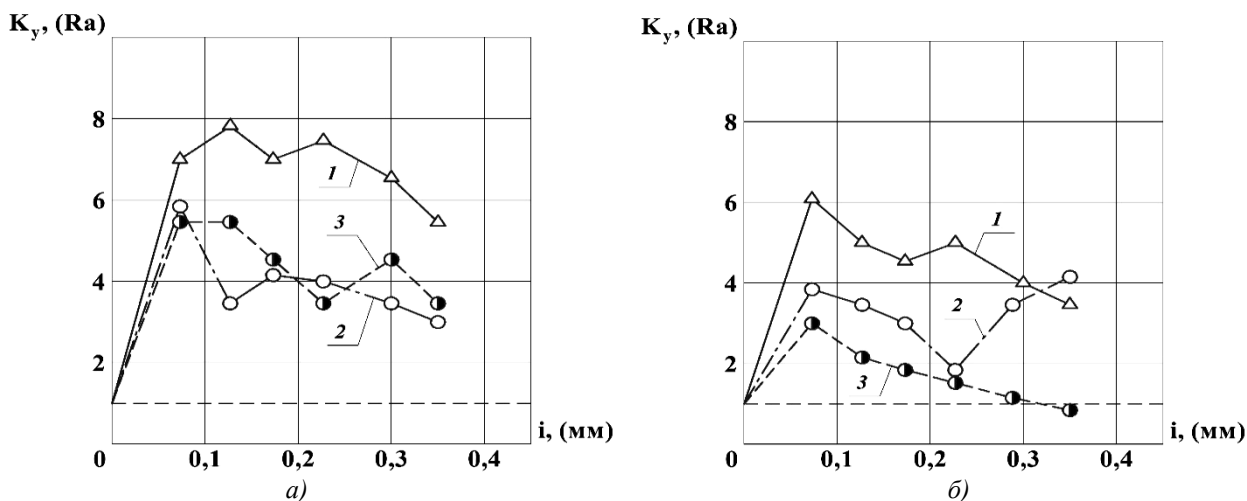


Рис. 4. Зависимость коэффициента уточнения K_y (Ra) от величины натяга пластического деформирования i при различных углах наклона винтовой борозды на деформирующем элементе с RMP профилем (1 – $\gamma = 0^\circ$; 2 – $\gamma = 8^\circ$; 3 – $\gamma = 16^\circ$): а) образцы-заготовки из ЛС59-1; б) образцы-заготовки из Д1Т

Литература

1. Авдеев Д.О., Евсеев Д.В., Бекаев А.А. К вопросу о влиянии регулярного микрорельефа (RMP) рабочей поверхности инструмента на качество обработанной поверхности детали // Труды XXX Международной инновационной конференции молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения «МИКМУС-2018». – Москва: Изд-во «ИМАШ РАН», 2018.

**СИНТЕЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА С ДВОЙНЫМ ХОДОМ
ВЫХОДНОГО ЗВЕНА В ПРОГРАММЕ ПАРАМЕТРИЧЕСКОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ T-FLEX CAD**

*SYNTHESIS OF LEVER MECHANISM WITH DOUBLE STROKE OF OUTPUT
LINK IN THE PROGRAM OF PARAMETRIC MODELING T-FLEX CAD*

Рабичева Т.С. – магистр, **Мочалова Т.С.** – студентка, **Забайкин С.М.** – аспирант,
Самойлова А.С. – студентка

Московский политехнический университет

Abstract. The article deals with the topical issue of modern engineering: structural and parametric synthesis of flat lever mechanisms for motion transformation. In particular, we propose a synthesized scheme of a six-lever mechanism with rotational kinematic pairs, in which the output link (rocker) performs a double stroke per revolution of the crank.

Key words: mechanism, synthesis, design, swing angle, double stroke.

Аннотация. В статье рассмотрен актуальный вопрос современного машиностроения: структурный и параметрический синтез плоских рычажных механизмов для преобразования движения. В частности, предлагается синтезированная схема шестизвенного рычажного механизма с вращательными кинематическими парами, в котором выходное звено (коромысло) выполняет двойной ход за один оборот кривошипа.

Ключевые слова: механизм, синтез, проектирование, угол размаха, двойной ход.

Актуальным вопросом современного машиностроения является разработка и исследование новых механизмов. Основным и наиболее ответственным этапом создания механизма являются структурный и параметрический синтез, т.е. проектирование схемы механизма по заданным свойствам [1].

В данной статье рассматривается параметрический синтез механизма, обеспечивающего двойной ход выходного звена. Прототипом данного механизма является механизм с двойным ходом коромысла, разработанный П.Л. Чебышевым. В отличие от прототипа [2], предлагаемый механизм содержит звено – коромысло, которое совершает за один оборот кривошипа два хода с разным угловым шагом.

Такие механизмы могут применяться для безклеевого формования упаковки, например, коробки типа «шоу-бокс» в пищевой промышленности, в механизмах легкой промышленности, а также при создании спортивных тернажеров и элементов интерактивных макетов.

Требуется обеспечить двойной ход выходного звена с разным углом размаха за один оборот кривошипа, причем необходимо обеспечить минимальное значение угла размаха коромысла за время 1-го хода $\gamma_{51} \rightarrow 0$ и максимальное значение γ_{52} соответствующее второму ходу (рис.1), но при этом обеспечить минимальное время, затрачиваемое на угол размаха γ_{52} , и максимальное время на угол γ_{51} . Основным условием синтеза будем считать траекторию движения выходного звена.

Задача решалась методом визуального синтеза [3], в котором за исходные данные проектирования принимался максимальный угол размаха. За параметры синтеза – размеры звеньев l_1, l_2, l_3, l_4, l_5 и расстояния между неподвижными осями A, D, E . Положения шарниров A и D неизменны, а координату шарнира E можно изменять лишь по оси y . Будем считать постоянными также размеры четырехзвенника $ABCD$ и угол γ между сторонами DC и DF звена 3. В отличии от механизма П.Л. Чебышева синтезируемый механизм

Механизм состоит из пяти подвижных звеньев и неподвижного звена - стойки, которые

связаны одноподвижными вращательными кинематическими парами 5-го класса. По формуле П.Л. Чебышева для плоских механизмов определи число степеней подвижности:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 15 - 14 = 1$$

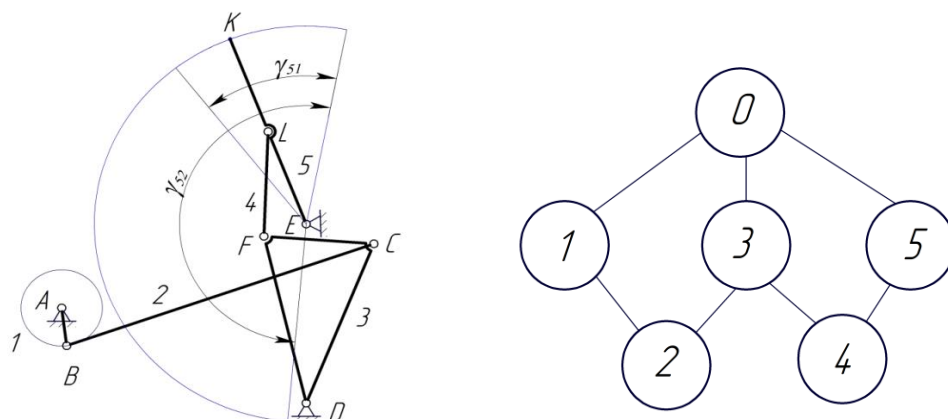


Рис. 1 Схема рычажного механизма и представление механизма в виде структурного графа
На схеме: 1- кривошип, 2-шатун, 3-коромысло, 4-шатун, 5- коромысло, 0-стойка

Структурный граф (рис. 2) механизма, отображающий все звенья и кинематические пары, имеет замкнутую двухконтурную структуру и состоит из 7 ребер, 4х двухвершинных подвижных звеньев 1, 2, 4, 5, одного трехвершинного звена 3. Полученный граф соответствует следующей структурной формуле механизма:

$$I_{(1,0)} \rightarrow II_{(2,3)}^{BBB} \rightarrow II_{(4,5)}^{BBB}$$

Аналитическое решение для данного механизма заключается в решении уравнений составленных на основании замкнутости контура [4]. Аналитическое решение позволяет более точно получить длины звеньев механизма, если уже задана кинематическая схема.

Как ранее определено из графа, механизм имеет 2 замкнутых контура: (\overline{ABCD}) и (\overline{DFLE})

. Уравнения, определяющие положение точки L звена 5, можно записать в виде систем уравнений.

Для первого контура:

$$\begin{aligned} \overline{AB} + \overline{BC} &= \overline{AD} + \overline{DC} \\ \begin{cases} l_{AB} \cos(\varphi_1) + l_{BC} \cos(\varphi_2) = x_D + l_{DC} \cos(\varphi_3) \\ l_{AB} \sin(\varphi_1) + l_{BC} \sin(\varphi_2) = y_D + l_{DC} \sin(\varphi_3) \end{cases} \end{aligned} \quad (1)$$

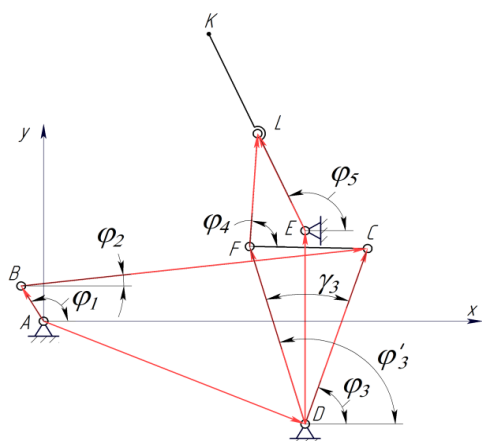
Для второго контура:

$$\begin{aligned} \overline{DF} + \overline{FL} &= \overline{DE} + \overline{EL} \\ \begin{cases} x_D + l_{DF} \cos(\varphi_3 + \gamma) + l_{FL} \cos(\varphi_4) = x_E + l_{EL} \cos(\varphi_5) \\ y_D + l_{DF} \sin(\varphi_3 + \gamma) + l_{FL} \sin(\varphi_4) = y_E + l_{EL} \sin(\varphi_5) \end{cases} \end{aligned} \quad (2)$$

Последовательное решение уравнений (1, 2) определяет угол φ_5 , характеризующий движение выходного звена. Для решения данной задачи необходимо применять итерационные методы вычисления. Построение параметрической модели (рис. 2), позволяет получить решение, используя только геометрию механизма.

Для выполнения условий синтеза [1] необходимо обеспечить поворот звена 5 на угол в пределах: $150 - 200^\circ$ за короткий промежуток времени. Решение данной задачи проводилось с использованием программы двумерного моделирования T-FLEX CAD.

Построение параметрической модели позволяет корректировать исходные данные и параметры синтеза, а также контролировать полученные результаты, используя функции анимации (за параметр анимации принимается координата φ_1 , шаг анимации равен 1). Перестроение модели происходит автоматически. Функционал программы позволяет визуализировать процесс синтеза, что делает его более понятным.



Имя	Выражение	Значение	Комментарий
группа:			
f1	121	121	угол поворота кривошипа, град
xk	get("0x2000046","X")	195.848233	координата точки К по оси x, мм
yk	get("0x2000046","Y")	264.937454	координата точки К по оси Y, мм
xd	120	120	положение шарнира D по оси x, мм
yd	50	50	положение шарнира D по оси y, мм
l1	20	20	длина звена 1, мм
l2	160	160	длина звена 2, мм
l3	90	90	длина звена 3, мм
gamma	35	35	угол коромысла, град
l4	50	50	длина звена 4, мм
l5	52	52	длина звена LE, мм
ye	92	92	положение шарнира E по оси y, мм

Рис. 2. Расчетная схема механизма и переменные, заданные в программе T-FLEX CAD

Получение требуемого закона движения в синтезируемом механизме возможно при следующих условиях: если длины звеньев 5 и 4 равны или отличаются незначительно, а расстояние DE близко по значению к длине коромысла 3. На основании этого в качестве переменных параметров модели были выбраны: длины звеньев l_4 и l_5 , а также координата, определяющая положение шарнира E. Были смоделированы случаи, когда $l_4 > l_5$; $l_4 < l_5$; $l_4 = l_5$ и $ED < l_3$; $ED > l_3$; $ED = l_3$; Размеры синтезированного механизма в трех различных вариантах соотношений длин звеньев представлены в таблице 1.

Табл. 1. Размеры синтезированного механизма

Параметр механизма	Обозначение параметра	Вариант 1	Вариант 2	Вариант 3
Длина кривошипа 1, м	l_1	0,02		
Длина шатуна 2, м	l_2	0,16		
Длина коромысла 3, м	l_3	0,09		
Угол между сторонами коромысла 3, град	γ	35		
Координата шарнира D по оси x, м	x_D	0,12		
Координата шарнира D по оси y, м	y_D	0,5		
Расстояние DE по оси y, м	y_{DE}	0,9	0,91	0,89
Длина шатуна 4, м	l_4	0,5	0,5	0,49
Длина коромысла 5, м	l_5	0,5	0,49	0,5

В процессе синтеза было установлено, что механизм невозможен при следующих условиях: если $l_4 > l_5$ и $ED < l_3$ или $ED = l_3$; а также если $l_4 < l_5$ и $ED < l_3$ или $ED = l_3$. Для остальных случаев получены решения, показывающие изменение значения угла φ_5 , в зависимости от угла поворота кривошипа (рис. 3).

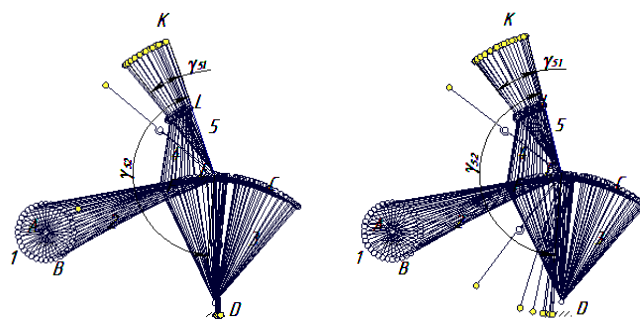


Рис. 3. Траектории движения выходного звена при разных соотношениях длин звеньев

В ходе работы было выявлено, что синтезированный механизм имеет наибольшее значение γ_{s2} при $l_4 < l_5$ и $l_4 = l_5$. Наименьшее значение угла γ_{s1} достигается при условии $l_4 < l_5$ и $DE > l_3$.

На рис. 4 показаны полученные зависимости изменения угла размаха коромысла 5 от угла поворота кривошипа.

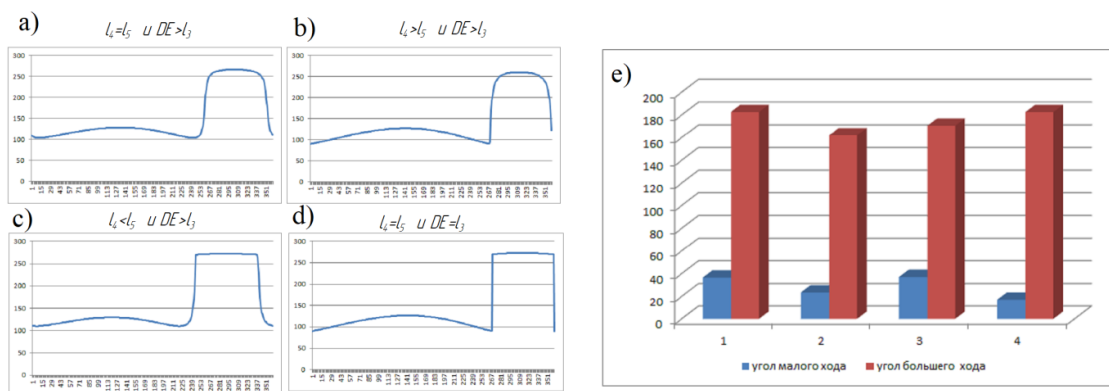


Рис. 4 Результаты синтеза шестизвенного механизма с двойным ходом коромысла («a-d»-графики изменения угла φ_5 от обобщенной координаты φ_1 , «e» - соотношения углов малого и большого ходов коромысла 5 для различных модификаций синтезированного механизма)

Таким образом, полученная структурная схема двухконтурного плоского рычажного механизма позволяет реализовать закон движения выходного звена, совершающего двойной ход с разным углом размаха за один оборот кривошипа.

Литература

1. Фролов К.В., Попов С.А., Пуш А.В., Мусатов А.К. Теория механизмов и механика машин
2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. — 4-е изд., перераб. и доп. -М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. -640 с.
3. Теория механизмов и машин: лабораторный практикум / А.Н. Соболев, А.Я. Некрасов, Ю.И. Бровкина, А.Г. Схиртладзе. – М.: КУРС: ИНФРА-М, 2016. – 160 с.
4. Теория механизмов и машин : курс лекций / Г. А. Тимофеев. — М. : ИД Юрайт, 2010. — 351 с. — (Основы наук).

**СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА НАКАПЛИВАЮЩЕЙСЯ
ВЫБОРКИ ФИЗИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА**
*STATISTICAL PROCESSING OF ACCUMULATED SAMPLE OF PHYSICAL
EXPERIMENT*

Рожнова М.А. – студентка

МБОУ «Гимназия №5» города Королёва (мкр. Юбилейный) Московской области
masha.rozhnova.2017@mail.ru

Abstract. Usually a statistical sample is formed after repeated measurements. To improve accuracy, the statistical sample size must be large. The accumulation of experimental data requires a lot of time. If there are several sensors in the installation, then even with one experiment it is possible to obtain a large statistical sample. The duration of the experiment is significantly reduced, but the processing time of the obtained information increases.

Key words: experiment, statistical sampling, accuracy, error of measurements.

Аннотация. Обычно статистическая выборка формируется после многократного повторения измерений. Для повышения точности объём статистической выборки должен быть большим. Накопление экспериментальных данных требует много времени. Если в установке есть несколько датчиков, то даже при одном эксперименте можно получить большую статистическую выборку. Продолжительность эксперимента значительно сокращается, но увеличивается время обработки полученной информации.

Ключевые слова: эксперимент, статистическая выборка, точность, ошибка измерений.

Цель исследования заключается в получении максимальной информации от единичного опыта измерения ускорения свободного падения в лабораторной установке с несколькими датчиками положения объекта [1]. Обычно в лабораторных работах при изучении равноускоренного движения обычно применяют установки с одним датчиком положения тела – в конце участка движения. В современном учебно-лабораторном оборудовании стали применять установки с двумя и более датчиками положения тела. При наличии трёх датчиков появляется новая возможность в накоплении статистических данных по схеме, представленной на рис.1. При свободном падении тела без начальной скорости пройденная высота H зависит от времени падения t следующим образом:

$H = \frac{gt^2}{2}$. Продолжительность падения определяется из этой формулы выражением

$t = \sqrt{\frac{2H}{g}}$. Для экспериментального определения величины g ускорения свободного

падения тела достаточно измерить две продолжительности падения: первая t_2 соответствует прохождению высоты H_2 от начала падения, вторая t_1 – прохождению

высоты H_1 . Это означает, что $t_1 = \sqrt{\frac{2(H_3 - H_1)}{g}}$; $t_2 = \sqrt{\frac{2(H_3 - H_2)}{g}}$. Различие Δt во

времени прохождения высот H_2 и H_1 определяется выражением

$\Delta t = t_1 - t_2 = \sqrt{\frac{2(H_3 - H_1)}{g}} - \sqrt{\frac{2(H_3 - H_2)}{g}}$. Если измерить это различие Δt во времени

прохождения высот H_2 и H_1 , то ускорение свободного падения может быть выражено

через него: $g = \frac{2}{\Delta t^2} \cdot (\sqrt{H_3 - H_1} - \sqrt{H_3 - H_2})^2$. Высоты H_3 , H_2 и H_1 измеряются лентой

измерительной, а разнице Δt во времени прохождения высот H_2 и H_1 измеряется с помощью осциллографа электронного.

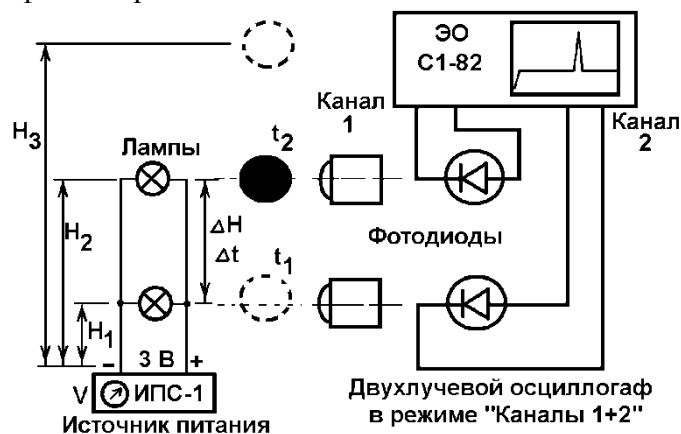


Рис.1. Схема лабораторной установки с двумя датчиками

Такая лабораторная установка даже в самом современном исполнении не смогла устранить главный недостаток первого аналога – необходимость накопления большой статистической выборки для обеспечения заданной точности определения ускорения свободного падения или иного ускорения. В школьной лаборатории была найдена самодельная установка с несколькими датчиками положения тела. Появилась идея ускорить процесс накопления статистических данных при изучении равноускоренного движения. Например, в найденной установке есть 15 датчиков положения тела. Закономерен вопрос, сколько информации можно получить от такого оборудования при единичном опыте? Для определения ускорения свободного падения тело отпускают без начальной скорости с некоторой известной высоты, а потом на осциллографе фиксируют моменты времени прохождения двух любых датчиков, расположенных на известных высотах. Основная рабочая формула остаётся прежней $g = \frac{2}{\Delta t^2} \cdot \left(\sqrt{H_3 - H_1} - \sqrt{H_3 - H_2} \right)^2$.

Высота H_3 начального положения тела задана и фиксирована в единичном опыте. Но из-за наличия множества датчиков положения тела появляется возможность выбирать различные высоты H_1 и H_2 . Задача механики оказалась связанной с задачей комбинаторики. Сколько вариантов выбора рабочей пары датчиков положения существует в лабораторной установке? Задача решается комбинаторным перебором вариантов. Датчики положения тела занумеруем сверху вниз.

Сначала задействуем первый датчик. С датчиком 1 могут работать датчики 2, 3, ..., 15. Всего возможны 14 вариантов измерений. Затем задействуем второй датчик. С датчиком 2 могут работать датчики 3, 4, ..., 15. В этом случае возможны 13 вариантов измерений. Продолжаем перебирать пары датчиков в указанном порядке, пока не дойдём до предпоследнего датчика 14. Задействуем датчик 14. С этим датчиком в паре может работать только датчик 15, поэтому возможен только один вариант измерений.

Подсчитываем общее число возможных вариантов измерений в единичном опыте, пользуясь свойством арифметической прогрессии:

$$14 + 13 + 12 + \dots + 2 + 1 = \frac{14 + 1}{2} \cdot 14 = 15 \cdot 7 = 105.$$

Вообще говоря, в установке есть 16 датчиков, но один не работает. Если его починить, то число возможных вариантов измерений в единичном опыте станет равно

$$15 + 14 + 13 + 12 + \dots + 2 + 1 = \frac{15 + 1}{2} \cdot 15 = 8 \cdot 15 = 120.$$

Добавление шестнадцатого датчика увеличит статистическую выборку на 15 единиц. Учитывая, что при числе измерений 20-30 в устойчивых системах достигается нормальный закон распределения и достаточная точность, нет смысла проводить срочно такой ремонт. Более актуальной становится

задача обработки информации, полученной при проведении единичного опыта с большим объёмом экспериментальных данных. На рис.2. показана осциллограмма одного эксперимента с магнитно-индукционными датчиками положения падающего тела.

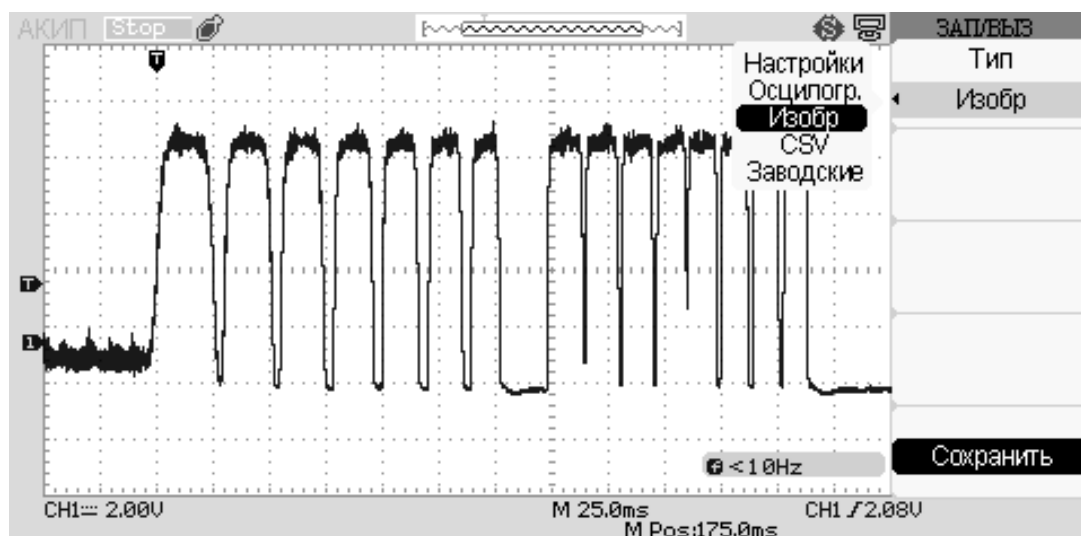


Рис.2. Осциллограмма единичного эксперимента (датчик 8 не работает)

Задача обработки большого объёма информации решается с применением компьютерной техники. Например, удобно применить текстовый табличный редактор Microsoft Excel. Этот редактор позволяет запрограммировать выполнение множества однотипных операций. Другая актуальная задача заключается в хранении полученных экспериментальных данных. Во время опыта удобно применить электронный записывающий осциллограф. Датчики положения тела могут быть любого типа. Датчики соединяются с входом или входами электронного осциллографа. Датчики вырабатывают ЭДС, когда движущееся тело проходит мимо них. При отсутствии тела напротив датчика пикообразный сигнал на входе в электронный осциллограф тоже отсутствует. Лабораторная установка предполагает падение тела без начальной скорости. Когда тело достигнет верхнего датчика, на входе в электронный осциллограф появится пикообразный сигнал. Электронный осциллограф необходимо перевести в ждущий режим, тогда этот сигнал запустит горизонтальную развёртку (луч осциллографа). Когда тело пролетит мимо верхнего датчика, но ещё не достигнет нижнего, опять будет отсутствие сигнала на входе в электронный осциллограф. Однако горизонтальная развёртка электронного осциллографа (луч осциллографа) уже будет запущена, она будет регистрировать все события в течение установленного времени развёртки. Когда движущееся тело затенит второй датчик, появится второй пикообразный сигнал. Этот сигнал будет зафиксирован горизонтальной развёрткой в виде пика осциллограммы. Количество горизонтальных делений на шкале электронного осциллографа соответствует времени полёта тела от верхнего датчика до нижнего. Затем регистрируется сигнал при прохождении движущимся телом третьего датчика, потом четвёртого, и так до последнего, самого нижнего датчика. Но при обработке экспериментальных данных выбираются только два времени. Это время регистрируется и записывается для каждого набора высот H_1 , H_2 при заданной фиксированной высоте H_3 .

Запись осциллограммы в память прибора позволяет потом извлечь материал в виде графического файла, увеличивать практически неограниченно для повышения точности измерений, работать в спокойной обстановке вне лаборатории, например, дома. В учебном процессе школы или ВУЗа записанная на флэш-карту осциллограмма единичного эксперимента становится исходными данными для самостоятельной домашней работы.

При большой статистической выборке относительная ошибка стремится к нулю

или к инструментальной погрешности установки. Предложенная методика проведения эксперимента с данными от множества датчиков даже при одном опыте позволяет получить большую статистическую выборку данных. При 15 рабочих датчиках будет 105 результатов измерений за один опыт – бросание тела в установке для определения ускорения свободного падения.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L
1	1	180	0,18	0	0	0						
2	2	240	0,24	6	30	0,03	9,5729	0,34551				
3	3	300	0,3	11	55	0,055	10,0774	0,15895	10,6998	0,62395		
4	4	360	0,36	15,8	79	0,079	9,89685	0,02156	10,0978	0,022	9,48934	0,3558
5	5	420	0,42	20	100	0,1	10,0182	0,09977	10,2121	0,13627	9,9461	0,10095
6	6	480	0,48	24,2	121	0,121	9,85212	0,06629	9,94505	0,13079	9,66637	0,17877
7	7	540	0,54	27,8	139	0,139	9,98517	0,06676	10,1002	0,02431	9,92504	0,07989
8	8	660	0,66	34,6	173	0,173	10,0673	0,14892	10,1726	0,09678	10,0627	0,21751
9	9	720	0,72	38	190	0,19	9,9723	0,05389	10,0481	0,02775	9,92966	0,08451
10	10	780	0,78	41,1	205,5	0,2055	9,9739	0,0555	10,0433	0,03257	9,93623	0,09109
11	11	840	0,84	44	220	0,22	10,0129	0,09445	10,0832	0,00738	9,9914	0,14626
12	12	900	0,9	47	235	0,235	9,95982	0,04141	10,0171	0,05876	9,92404	0,0789
13	13	960	0,96	50	250	0,25	9,8757	0,04271	9,91736	0,15849	9,81919	0,02596
14	14	1020	1,02	52,9	264,5	0,2645	9,80639	0,11202	9,83646	0,23939	9,73586	0,10929
15	15	1080	1,08	55,6	278	0,278	9,78686	0,13155	9,8129	0,26295	9,71586	0,12928
16						Среднее	9,91841	0,10281	10,0758	0,14011	9,84515	0,13318
17						Отн.ош.%		1,03651		1,39053		1,35278
18	номер да	высота от	высота от	продолжи	продолжительность	падения от	начала	до датчика,	в мс			
19						от 1		от 2		от 3		

Рис.3. Копия экрана компьютера с обработкой трёх серий измерений

На рис.3. показана копия экрана компьютера с обработкой трёх серий измерений. В первой серии было 14 измерений ускорения свободного падения, во второй 13, в третьей 12. Всего в трёх сериях было 39 измерений. Казалось бы, в первой серии измерений относительная ошибка 1,04% самая маленькая, поэтому достаточно ограничиться именно этим опытом. Но надо помнить, что при малой статистической выборке уровень доверия к экспериментальным данным низок. Во второй серии измерений относительная ошибка возросла, стала равна 1,40%. Но в третьей серии измерений относительная ошибка стала снижаться, достигнув величины 1,36%. Так будет, если изучать отдельные серии измерений: первую, вторую и третью. Но если учитывать накопление статистических данных, то относительная ошибка уменьшается. В частности, если после первой серии измерений относительная ошибка была равна 1,40%, то после первой и второй 1,27%, а после первых трёх уже будет 1,32% - во всех случаях меньше, чем при отдельных сериях. Уменьшение относительной ошибки стало следствием предельной теоремы теории вероятностей и увеличения объёма статистической выборки. Например, даже по первым трём сериям измерений можно сделать следующий вывод.

Ускорение свободного падения тела, измеренное по $n=39$ реализациям, равно $g = g_{cp} \pm \Delta g_{cp} = (9,949 \pm 0,131) \text{ м/с}^2$. Так как относительная ошибка измерений

$$r_g = \frac{\Delta g_{cp}}{g_{cp}} = 0,0132 (1,32\%), \text{ то результаты опытов можно считать достоверными.}$$

Литература

1. Дроботов В.Б., Лебедев В.В. Лабораторный практикум по физике. – МБОУ «Гимназия 5», 2007.

НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИКА ЗАМКНУТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ОБОЛОЧЕК ПРИ ДЕЙСТВИИ ПРОДОЛЬНЫХ И ПОПЕРЕЧНЫХ НАГРУЗОК¹

NONLINEAR DYNAMICS OF CLOSED CYLINDRICAL SHELLS UNDER THE ACTION OF LONGITUDINAL AND TRANSVERSE LOADS

Салтыкова¹ О.А. – к.ф.-м.н., доцент кафедры Математика и моделирование,
Крылова² Е.Ю. – к.ф.-м.н., доцент кафедры Математического и компьютерного
моделирования,

Крысько¹ В.А. – д.т.н., заведующий кафедрой Математика и моделирование

¹Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.

²Саратовский государственный университет имени Чернышевского Н.Г.

olga_a_saltykova@mail.ru, kat.krylova@bk.ru, tak@san.ru

Abstract. The nonlinear dynamics of a closed cylindrical shell, described by the kinematic model of the first approximation (Kirchhoff-Love) under the action of external alternating longitudinal and transverse loads, is studied. Geometric nonlinearity is described by the T. von Karman model. The resulting system of nonlinear partial differential equations is reduced to an ODE system using the Bubnov-Galerkin method in higher approximations, the Cauchy problem is solved by the 4th and 6th orders of accuracy with the Runge-Kutta method. Numerical results are compared with experimental data for longitudinal loads obtained by Zippo A., Barbieri M., Pellicano F. A qualitative agreement of the results is shown.

Key words: closed cylindrical shell, nonlinear dynamics, chaotic oscillations, Bubnov-Galerkin method in higher approximations.

Аннотация. В работе изучается нелинейная динамика замкнутой цилиндрической оболочки, описываемой кинематической моделью первого приближения (Кирхгофа-Лява) при действии внешней знакопеременной продольной и поперечной нагрузок. Геометрическая нелинейность описывается моделью Т. фон Кармана. Полученная система нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных сводится к системе ОДУ с помощью метода Бубнова-Галеркина в высших приближениях, а задача Коши решается методом Рунге-Кутты 4-го и 6-го порядков точности. Численные результаты сопоставляются с экспериментальными данными для продольных нагрузок, полученных Zippo A., Barbieri M., Pellicano F. Показано качественное совпадение результатов.

Ключевые слова: замкнутая цилиндрическая оболочка, нелинейная динамика, хаотические колебания, метод Бубнова-Галеркина в высших приближениях.

Замкнутые цилиндрические оболочки широко применяются в различных инженерных сооружениях, в авиа и ракетостроении, приборостроении, медицине. В связи с этим работы по теоретическим исследованиям таких структур в мировой литературе представлены очень широко [1-3]. Однако работ по экспериментальным исследованиям замкнутых цилиндрических оболочек сравнительно не много, отметим среди них [4-6]. Целью настоящей работы является исследование нелинейной динамики замкнутой цилиндрической оболочки при действии внешних нагрузок, различных типов. В работе проведено сопоставление результатов численного эксперимента, проведенного авторами, на базе разработанной математической модели нелинейных колебаний замкнутой цилиндрической оболочки, находящейся по действием внешних нагрузок с результатами натуральных экспериментов, приведенных в работах [4, 5].

Математическая модель замкнутой цилиндрической оболочки строится на основе кинематических допущений Кирхгофа-Лява с учетом геометрической нелинейности по

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 16-11-10138

модели Т. фон Кармана. Система нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных, граничные и начальные условия получены из энергетического принципа Гамильтона-Остроградского [7]. Полученная система сводится к системе ОДУ по методу Бубнова-Галеркина. Кроме того, задача Коши решается методом Рунге-Кутты четвертого и шестого порядков. Система линейных алгебраических уравнений решается методом обратной матрицы на каждом шаге по времени. В работе исследуется сходимость методов и хаотическая нелинейная динамика указанных задач. На замкнутую цилиндрическую оболочку могут действовать как постоянные, так и переменные внешние нагрузки. Обозначим поперечную нагрузку через $q(x, y, t) = q_0(x, y) \sin(\omega_p t)$, где $q_0(x, y)$ – амплитуда вынуждающей силы, зависящая от координат (x, y) , а ω_p – частота вынуждающей нагрузки. $p_y(x, t) = p_0(x) \sin(\omega_p t)$ это поперечная нагрузка. При проведении численного эксперимента было проведено исследование сходимости применяемых численных методов. В методе Бубнова-Галеркина используется 13 слагаемых в разложении ряда.

Исследуем изменение пространственно-временных характеристик оболочки при изменении типа нагрузок. При действии поперечной знакопеременной нагрузки $q_0 = 0.25, \omega_p = 19.5$ изучим изменение основных характеристик (сигнал $w(0.5; 0.0; t)$, фазовый портрет $w(\dot{w})$, спектр мощности $S(\omega)$ и сечение Пуанкаре $w_t(w_{t+T})$) и форм волнообразования до (рис. 1) и после применения дополнительной продольной распределенной нагрузки. Каждая из форм волнообразования зафиксирована в моменты времени t , которые на сигнале обозначены цифрами 1, 2, 3, 4, 5. При действии поперечной нагрузки система находится в хаосе.

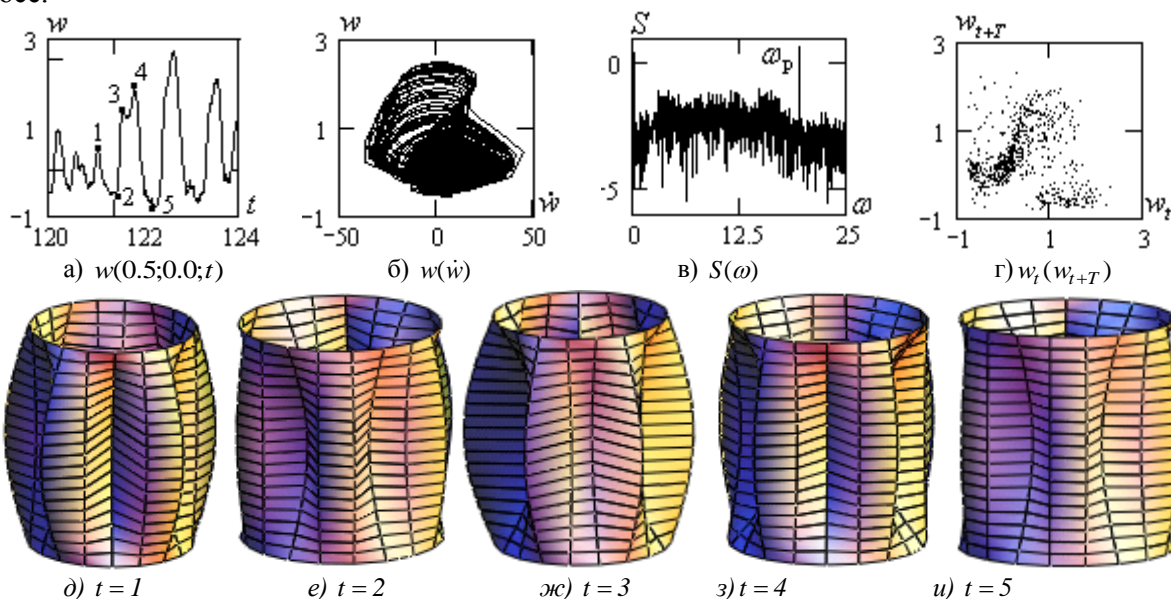


Рис. 1. Пространственно - временные характеристики системы при действии поперечной нагрузки

На рис. 1 наблюдается изменение числа полуволн во времени. Максимальные прогибы распространены на всю поверхность оболочки.

При совместном действии поперечной $q(t) = q_0 \sin(\omega_p t)$ и продольной $p_y(t) = 10 \sin(\omega_p t)$ нагрузок колебания оболочки переходят к от хаотических к гармоническим (рис. 2), что отражается на формах волнообразования оболочки (рис. 2 д-и). Число полуволн по окружной координате сохраняется постоянным, максимальные прогибы сосредоточены на границе приложения локальной нагрузки.

Вынужденная синхронизация внешних воздействий приводит к существенным изменениям пространственно-временных характеристик замкнутой цилиндрической оболочки.

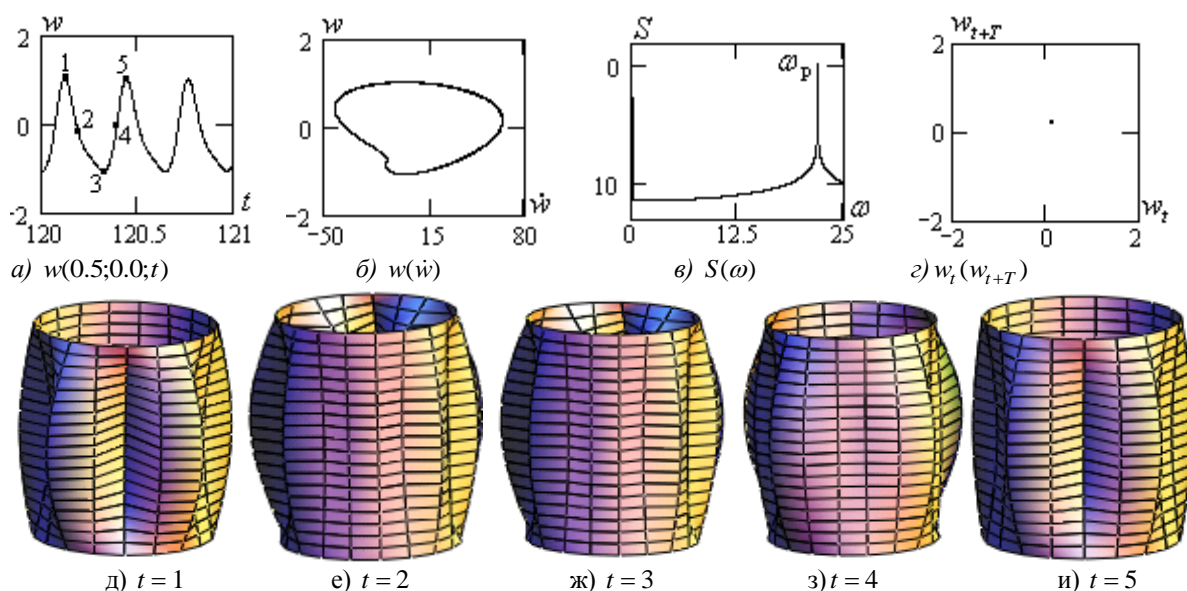


Рис. 2 Пространственно - временные характеристики системы при действии продольной и поперечной нагрузок

В работе изучается сценарий перехода колебаний от гармонических к хаотическим. В результате сделан вывод о том, что колебания замкнутой цилиндрической оболочки переходят к хаотическим по сценарию Фейгенбаума. Зафиксирована серия бифуркаций удвоения периода колебаний оболочки. Вычислено экспериментальное значение константы Фейгенбаума составляющее $d_{\infty \text{ эксп}} \approx 4.669047$. Отличие между экспериментальным значением константы Фейгенбаума и теоретическим составляет 0,05%.

В работе [4] приводятся результаты натуральных экспериментов для замкнутых цилиндрических оболочек, при действии продольных постоянных и синусоидальных нагрузок. Среди нелинейных явлений экспериментально были получены такие типы колебаний, как субгармонические и квазипериодические колебания. Результаты, полученные численно и экспериментально качественно совпадают.

Работа поддержана РФФ, проект № 16-11-10138

Литература

1. Amabili M.P.M., Review of studies on geometrically nonlinear vibrations and dynamics of circular cylindrical shells and panels, with and without fluid-structure interaction, Appl. Mech. Rev. 56 (2003) 349–381.
2. Alijani F., Amabili M., Non-linear vibrations of shells: a literature review from 2003 to 2013, Int. J. Non-Linear Mech. 58 (0) (2014) 233–257. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijnonlinmec.2013.09.012>.
3. Krysko A.V., Awrejcewicz J., Saltykova O.A., Vetsel S.S., Krysko V.A. (2016). Nonlinear dynamics and contact interactions of the structures composed of beam-beam and beam-closed cylindrical shell members. Chaos, Solitons & Fractals, 91, 622-638.
4. Zippo A., Barbieri M., Pellicano F. (2017). Experimental analysis of pre-compressed circular cylindrical shell under axial harmonic load. International Journal of Non-Linear Mechanics, 94, 417-440.
5. Pellicano F., Barbieri M., Zippo A., Strozzi M. (2016). Experiments on shells under base excitation. Journal of Sound and Vibration, 369, 209-227.
6. Karagiozis K.N., Païdoussis M.P., Misra A.K., Grinevich E. (2005). An experimental study of the nonlinear dynamics of cylindrical shells with clamped ends subjected to axial flow. Journal of Fluids and Structures, 20(6), 801-816.
7. Салтыкова О.А., Афонин О.А., Яковлева Т.В., Крысько А.В. Хаотическая динамика замкнутых цилиндрических оболочек при локальном нагружении, Нелинейный мир, Т. 16, №5, с.3-15

МЕТОД ПЕРЕМЕННЫХ ПАРАМЕТРОВ БИРГЕРА В ЗАДАЧАХ ГИБКИХ ПЛАСТИНОК¹

BIRGER METHOD OF VARIABLE PARAMETERS FOR THE PROBLEMS OF FLEXIBLE PLATES

Салтыкова¹ О.А. – к.ф.-м.н., доц. каф. Математика и моделирование,
 Крылова² Е.Ю. – к.ф.-м.н., доц. каф. Математического и компьютерного моделирования,
 Крысько¹ В.А. – д.т.н., заведующий кафедрой Математика и моделирование,
¹Саратовский государственный технический университет имени Гагарина Ю.А.
²Саратовский государственный университет имени Чернышевского Н.Г.
 olga_a_saltykova@mail.ru, kat.krylova@bk.ru, tak@san.ru

Abstract. The paper describes the application of the Birger method of variable parameters as applied to solving problems of flexible plates taking into account physical nonlinearity. The limiting values of the physic-geometric parameter are calculated at which the calculation should be carried out with one or two non-linearities.

Key words: flexible plates, physical nonlinearity, Birger method, method of variable elastic parameters

Аннотация. В работе описано применение метода переменных параметров Биргера применительно к решению задач гибких пластин с учетом физической нелинейности. Вычислены предельные значения физико-геометрического параметра при которых расчет следует вести с одной или с двумя нелинейностями.

Ключевые слова: гибкие пластины, физическая нелинейность, метод Биргера, метод переменных параметров упругости

Существует большое количество методов решения задач теории пластин и оболочек [1-2]. Однако для решения задач теории неоднородных оболочек эти методы не всегда могут быть применены. Для решения задач теории неоднородных оболочек можно воспользоваться вариационным методом Биргера [3]. При этом очень важен вопрос выбора координатных функций, которые должны удовлетворять следующим условиям:

1. принадлежать области определения функционала.
2. должны быть линейно-независимым.
3. условие полноты координатной системы в некотором линейном сепарабельном метрическом пространстве.

В качестве координатных функций применяют тригонометрические, гиперболо-тригонометрические и степенные полиномы.

При выводе вариационных соотношений предполагалось, что зависимости для модуля Юнга $E = E(x, y, z, \varepsilon_0, \varepsilon_i)$ и коэффициента Пуассона $\nu = \nu(x, y, z, \varepsilon_0, \varepsilon_i)$ заданы, то есть считается, согласно методу переменных параметров упругости, что конструкция имеет неоднородную структуру, где E и ν зависят от деформированного состояния в точке. В теории малых упруго-пластических деформаций модуль растяжения E и коэффициент поперечного сжатия k связаны с модулями сдвига G и объёмной деформацией K зависимостями:

$$E = \frac{9kG}{3k + G}, \quad \nu = \frac{1}{2} \frac{3k + 2G}{3k + G} \quad (1)$$

Здесь полагаем, что $k = k_0 = const$.

$$G = \frac{1}{3} \frac{\sigma_i(\varepsilon_i)}{\varepsilon_i} \quad (2)$$

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 16-11-10138

где σ_i, ε_i - интенсивности напряжений и деформаций, соответственно.

В работе создан программный комплекс расчёта динамики неоднородных гибких пластин. В основу положен метод Бубнова в высших приближениях. Для компактности записи запишем дифференциальные уравнения в смешанной форме в операторном виде:

$$\frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + \varepsilon \frac{\partial w}{\partial t} = f_1(w, F), f_2(w, F) = 0. \quad (3)$$

Применим к данным уравнениям по пространственным координатам метод Бубнова в высших приближениях, в результате получим для уравнений в смешанной форме систему обыкновенных дифференциальных уравнений и систему алгебраических уравнений. На каждом шаге по времени происходит итерационный процесс простых итераций метода переменных параметров упругости. Интегрирование и дифференцирование при сведении к задаче Коши производилось численно (интегрирование – по формулам Ньютона – Котеса, дифференцирование – по формулам конечных разностей второго порядка точности). Предварительно следует разбить объем пластинки прямоугольной пространственной сеткой и в каждой точке объема знать напряженно – деформированное состояние. Здесь не приводятся все зависимости данного алгоритма ввиду его чрезвычайной громоздкости [4].

Исследована сходимость метода Бубнова в высших приближениях и установлено, что для поставленной задачи необходимо учитывать 8 слагаемых в аппроксимирующих функциях для гибкой пластинки.

Пусть материал оболочки подчиняется идеальной упруго-пластической диаграмме

$$\begin{aligned} \sigma_i &= 3G_0 e_i \text{ при } e_i < e_s, \\ \sigma_i &= \sigma_s \text{ при } e_i < e_s. \end{aligned} \quad (4)$$

где G_0 - безразмерный параметр $G = G_0 \bar{G}, E = G_0 \bar{E}$, e_s - деформация текучести, σ_s - предел текучести, $\nu_0 = 0.28; K = 1.94 G_0$.

Большой научный и практический интерес представляют исследования по выявлению предельных значений e_s , при которых расчет следует вести с одной нелинейностью или с обеими одновременно. Рассмотрим квадратные в плане $\lambda = \frac{a}{b} = 1$ пластинки из материала, подчиняющегося идеальной упруго-пластической зависимости $\sigma_i(e_i)$ (4), значение физико-геометрического параметра $e_s = 0.098; 0.882; 1.56; 2.45; 4.8$ (рис. 1). Начальное значение коэффициента Пуассона $\nu_0 = 0.28$, $K = 1.94 G_0$. Геометрический параметр $\lambda_1 = \frac{a}{2h_0} = 10; 30; 40; 50; 70$, где $a = b$ - длина и ширина пластинки, $2h_0$ - толщина пластинки в центре.

Граничные условия соответствуют шарнирному опиранию по контуру, нагрузка равномерно распределена по всей поверхности пластинки. Решение приводим методом Бубнова при $M = N = 8$ в (5).

$$\begin{aligned} w &= \sum_{i,j}^{M,N} A_{ij} X_i^1(x) Y_j^2(y), \\ F &= \sum_{i,j}^{M,N} B_{ij} \bar{X}_i^1(x) \bar{Y}_j^2(y) \end{aligned} \quad (5)$$

Система аппроксимирующих функций

$$\begin{aligned} X_i^1(x) &= \bar{X}_i^1(x) = \sin i\pi x, \\ Y_j^2(y) &= \bar{Y}_j^2(y) = \sin j\pi y \end{aligned} \quad (6)$$

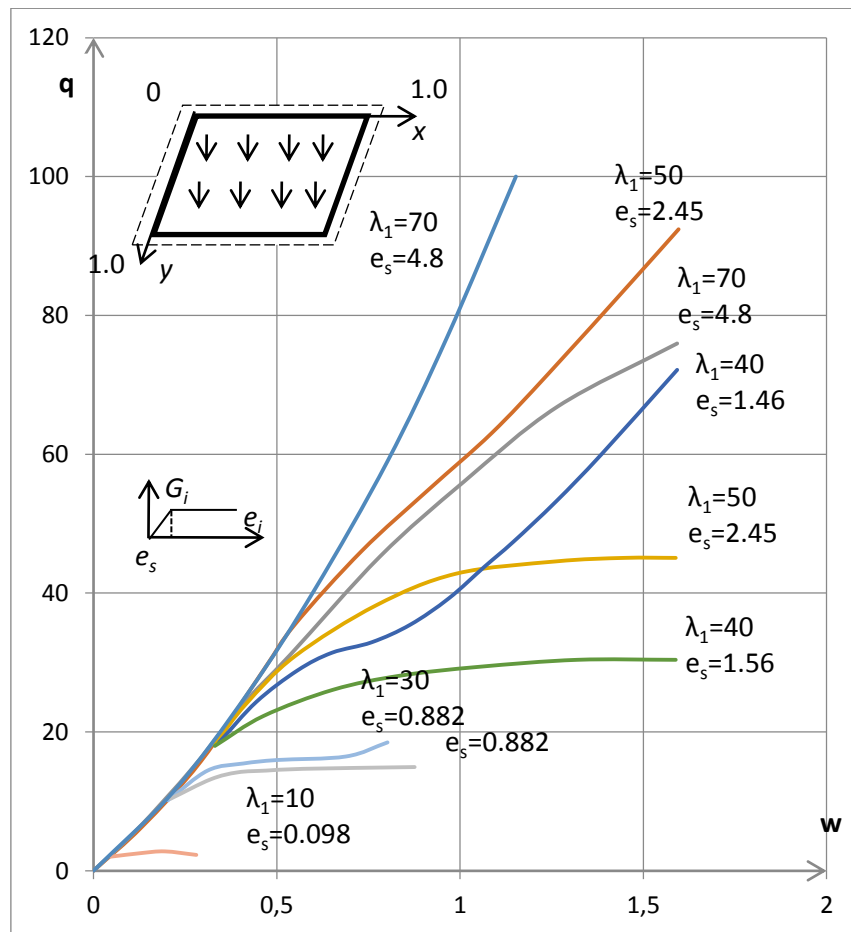


Рис. 1 Зависимости $q(w)$ при $e_s = 0.098; 0.882; 1.56; 2.45; 4.8$

На рис. 1 приведены кривые $q(w)$ в центре пластинки при вышеприведенных значениях физико-геометрического параметра, значения которого приведены на рисунке для пластинки с учетом и физической и геометрической нелинейностей. При $e_s = 4.8$ решение с учетом физической и геометрической нелинейностей полностью совпало с решением, полученным с учетом только геометрической нелинейности. Кривые на рис. 1 получены без учета разгрузки. Видно, что от решения, полученного как геометрически нелинейной задачи при $e_s < 4.8$ начинают отделяться решения, полученные с учетом только физической нелинейности и решения, полученные с учетом физической и геометрической нелинейностей. Причем в кривых (решение с учетом физической и геометрической нелинейностей) при $e_s \geq 3.526$ намечается точка перегиба, которая с уменьшением e_s становится резко выраженной ($e_s = 1.568$), при дальнейшем уменьшении e_s до $e_s = 0.882$ появляется площадка постоянной нагрузки, т.е. как бы предельная нагрузка. Эта точка перегиба в графике $q(w)$ указывает на то, что вначале геометрическая нелинейность сказывается незначительно и основную роль играет физическая нелинейность. После точки перегиба, в которой появляется разгрузка, существенную роль начинает играть геометрическая нелинейность. Из рис. 1 видно, что предельная нагрузка при $e_s = 0.882$, полученная при решении физически нелинейной задачи и физически и геометрически нелинейной задачи практически одна и та же, но картина напряженно-деформируемого состояния и распределения зон пластичности, как следствие, резко отличается одна от другой.

То есть, для шарнирного опирания квадратных пластинок при действии равномерно-распределенной нагрузки расчет можно производить: с учетом только

физической нелинейности при $e_s \leq 0.1$; с учетом физической и геометрической нелинейности при $0.1 < e_s < 6$; с учетом только геометрической нелинейности при $e_s \geq 6$.

Исследование физико-геометрического параметра e_s показало, что можно подобрать этот параметр таким образом, что получим линейную зависимость $q(w)$ будет линейной, то есть соответствующей задаче без учета геометрической и физической нелинейностей.

Работа поддержана РФФ, проект № 16-11-10138

Литература

1. Масалкин Е.Ю. Обзор методов расчета оболочек при упруго-пластических деформациях, Развитие науки и техники: Механизм выбора, 2017, 23.
2. Krysko, V. A., Awrejcewicz, J., Papkova, I. V., Saltykova, O. A., & Krysko, A. V. (2018). On reliability of chaotic dynamics of two Euler–Bernoulli beams with a small clearance. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 104, 8-18.
3. Биргер И.А. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1986. – 560 с.
4. Крысько В.А. Нелинейная статика и динамика неоднородных оболочек, Издательство Саратовского университета, 1976

ОПТИМАЛЬНЫЕ ПО ВРЕМЕНИ ТРАЕКТОРИИ СИСТЕМЫ ТИПА «ТЕЛЕЖКА» ПРИ НАЛИЧИИ ФАЗОВОГО ОГРАНИЧЕНИЯ¹ *TIME-OPTIMAL TRAJECTORIES FOR A TROLLEY-LIKE SYSTEM WITH STATE CONSTRAINT*

Самыловский И.А. – к.ф.-м.н., доцент

МГУ имени М.В. Ломоносова, факультет космических исследований
ivan.samylovskiy@cosmos.msu.ru

Abstract. We consider time-optimal problem for trolley-like system passage to zero position under linear state constraint. We solve it with Pontryagin maximum principle usage. We construct optimal trajectories synthesis and show that, at first, every optimal trajectory has no more that one state boundary arc, and, at second, that synthesis is not simple “cut” of classical trolley-like problem synthesis.

Key words: maximum principle, state constraint, feedback control, program control.

Аннотация. Рассматривается задача наискорейшего приведения системы типа «тележка» в начало координат при наличии линейного фазового ограничения. Задача решается с использованием принципа максимума Понтрягина. Строится синтез оптимальных траекторий, показывается, что, во-первых, любая оптимальная траектория имеет не более одного выхода на фазу, и, во-вторых, синтез не есть простая «обрезка» синтеза для классической системы типа «тележка».

Ключевые слова: принцип максимума, фазовое ограничение, управление с обратной связью, программное управление.

Рассматривается следующая задача управления движением материальной точки – модификация известной задачи о наискорейшем приведении системы типа «тележка» («двойной интегратор», см. [1]) в «нулевое» положение (начало координат):

$$\begin{cases} \dot{x} = y, x(0) = x_0, x(T) = 0, \\ \dot{y} = u, y(0) = y_0, y(T) = 0, \\ y - kx + b \geq 0, \min_{u \in [-1,1]} T \end{cases}$$

Задача решается с помощью принципа максимума Понтрягина для задачи с фазовыми ограничениями (см., например, [2]), при этом устанавливается, что типичным для траекторий является наличие участка выхода на границу фазового ограничения $y - kx + b = 0$, на котором управление имеет форму обратной связи $u = ky$. Исходя из этого, устанавливается, во-первых, наличие не более одного участка выхода на границу фазового ограничения для любой оптимальной траектории системы, во-вторых, ограничения на множества точек, из которых достижимо начало координат. Таким образом, синтез в настоящей задаче не есть простая «обрезка» синтеза для классической системы типа «тележка» (в частности, границы множества точек, из которых достижимо начало координат, образованы, как правило не прямой, а параболами, формирующими классический синтез). При этом линия переключения из классического синтеза (две полупараболы, порожденные управлениями $u \pm 1$ и проходящие через начало координат) включается в синтез новой задачи и порождает последний участок оптимальной траектории, однако сама траектория может включать не одну, как раньше, а три точки переключения (выход на фазовое ограничения – сход с фазового ограничения – выход на линию переключения).

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 19-71-00103

Литература

1. Понтрягин Л.С., Болтянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф. Математическая теория оптимальных процессов. М.: Наука, 1983
2. Милютин А.А., Дмитрук А.В., Осмоловский Н.П. Принцип максимума в оптимальном управлении. М.: Издательство ЦПИ при механико-математическом факультете МГУ, 2004 г.

**РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИЙ КОНТРОЛЯ БЕСКОНТАКТНЫМ
МЕТОДОМ ИЗМЕРЕНИЙ**
*DEVELOPMENT OF TECHNOLOGIES FOR MONITORING NON-CONTACT
METHOD OF MEASUREMENT*

Синица М.О. – студент, **Комшин А.С.** – профессор
МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва
komshin_as@mail.ru

Abstract. The paper presents an approach to the control of geometric parameters of large products, including a device that helps to make measurements, control parts of complex configurations.

Keywords configuration: large dimensions, analysis, shipbuilding, shaft line, rocket engineering, measuring stand.

Аннотация. В работе представлен подход к контролю геометрических параметров крупногабаритных изделий, в том числе, представлено устройство, помогающее производить измерения, контроль деталей сложных конфигураций.

Ключевые слова: конфигурация, крупногабаритные размеры, анализ, судостроение, валопровод, ракетостроение, измерительный стенд.

Статья посвящена проблеме выполнения контроля фигур сложных конфигураций, крупногабаритных размеров, деталей требующих высокую точность и надежность.

В Российской Федерации машиностроение является ведущей отраслью и сосредоточено в крупных центрах — Москве, Санкт-Петербурге, на Урале, в Поволжье, Западной Сибири. На долю машиностроительного комплекса приходится почти 30 % от общего объема промышленной продукции. В данной публикации рассмотрены основные экономические и трудовые затраты преобладающими отраслями машиностроения [1].

В данной статье приведены доказательства эффективности разработанного измерительного стенда для данных отраслей промышленности. Для доказательства результативности стенда был проведен анализ разных отраслей машиностроения.

Экономический анализ отраслей машиностроения

Рассмотрим на примере судостроения. Больше 10% бюджета РФ перенаправляется на строительство и разработку новых военных и гражданских кораблей. Темпы роста в данной промышленности в строительстве военных судов выросли по сравнению с 2018 годом, но уменьшились в сравнении с 2017. По-другому дело обстоит с гражданским судостроением. Здесь происходит упадок производства. Упадок можно обосновать сложностью изготовления основных деталей судна. Одним из таковых является судовой вал. Валопровод представляет собой систему валов, соединенных между собой фланцами. На данный момент контроль вала происходит в разобранном виде. Проверяют сначала отдельные части вала, затем их соединяют. Сложность данной операции заключается в том, что данная операция занимает много времени и средств, также при сборке могут быть нарушены метрологические характеристики. Был произведен анализ судостроительных заводов. Ценовая политика контроля зависит от принадлежности вала, его габаритных размеров и конфигурации. Стоимость осуществления контроля варьируется от 4 до 300-х тысяч рублей. В среднем на данную операцию одного вала уходит около суток. Для военных кораблей время на проведения контроля увеличивается в несколько раз и цена за исполнения контроля будет во много раз больше, чем для гражданского судна.

Также одной из ведущих отраслей промышленности в РФ является Ракетостроение. В космическую промышленность на сегодняшний день инвестируют немалые суммы, так как развитие данной отрасли имеет существенное значение в обороне

РФ. Детали для космической промышленности сложные и уникальные. Здесь нет необходимости в серийном изготовлении, а преобладает единичное производство, которое зачастую требуется в сжатые сроки. На каждую деталь пишется индивидуальный техпроцесс, подбираются режимы и инструменты. Каждое изделие требует кропотливой точной работы. Очевидно, что при таких требованиях экономить на средствах нельзя. Основная особенность изготовления деталей заключается в том, что при запуске изделий в космос и их эксплуатации в целом нет возможности переделки и ремонта, поэтому необходимо обеспечить максимальные надежность и безотказность работы. Стоимость каждого пуска очень высока [2].

Авиационная промышленность России - крупная отрасль российского машиностроения. Детали авиакосмической отрасли отличаются высокой сложностью. Часть деталей вовсе не имеет ни одного плоского участка. Кроме того, детали отличаются тонкостенностью и высокой точностью. К таким ответственным деталям предъявляются самые высокие требования. Контроль таких сложных, пространственных, тонкостенных и точных деталей представляется еще более сложным процессом и требует много времени и средств.

Оборонный промышленный комплекс— область производства, являющаяся совокупностью предприятий, выполняющих разработку, испытание, производство и утилизацию вооружения, военной и специальной техники.

На оборону нашего государства больше половины бюджета уходит на усовершенствование и создания нового оружия и спец.техники. Для данной отрасли очень важна высокая точность и надежность изделий [3].

Измерительный стенд с бесконтактной системой проведения испытаний

Для повышения точности и надежности изделий был разработан измерительный стенд рис.1 (в дальнейшем установка).

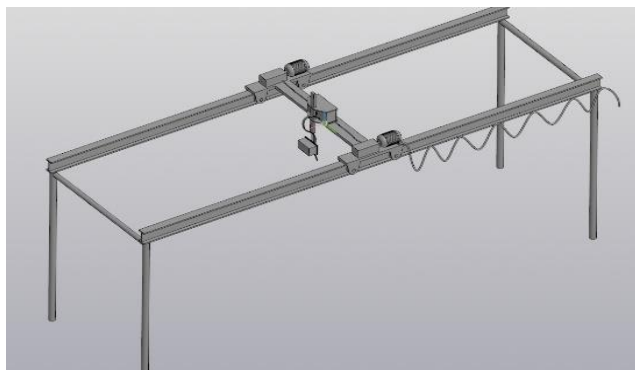


Рис.1. 3-D модель измерительного стенда

В измерительный стенд входит:

- станина, предназначенную для крепления привода вращения исследуемого вала;
- электродвигатель для вращения исследуемого вала с прибором частотного регулирования его оборотов;
- платформа с устройством крепления опорного элемента вала и механизмом его центрирования;
- каретка для размещения бесконтактного координатно-измерительного устройства, перемещаемую по направляющим с помощью электрического привода, размещённого на ней;
- направляющие для размещения и передвижения каретки;
- пульт управления стендом.

Экономический анализ ресурсов производства с использованием измерительного стенда

Перспективным направлением совершенствования измерительного контроля при этом является внедрение в практику измерительного контроля в машиностроении способов бесконтактных измерительных процедур. Данная установка не только ускорит время проведения контроля, но и удешевит производство. Было проведено исследование эффективности стенда. Результаты показали рис.2, что временные затраты возможно сократить на 20-30%, что вдвое ускорит работу. При этом увеличится точность контроля и повысится надежность. Уменьшится субъективная погрешность и инструментальная, так как все измерения будет выполнять стенд, на котором будет установлен измерительный прибор, выбранный специально для проведения контроля необходимого параметра.

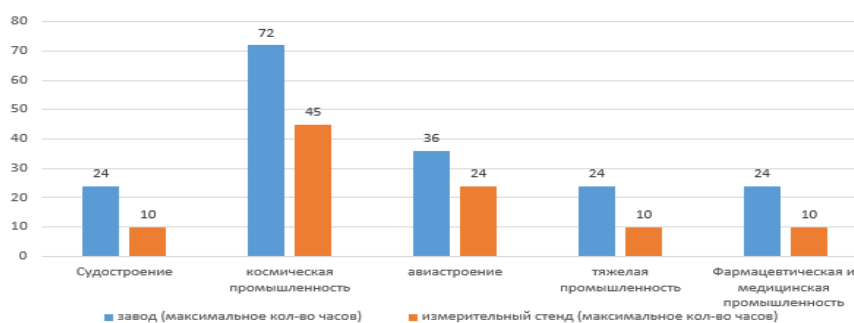


Рис.2. Анализ затрат времени на выполнение контроля при работе со стендом

Экономические затраты также уменьшаются рис.3. Прибыль увеличится, так как время на проведения контроля одного изделия сократится, следовательно, увеличится объем измеряемой продукции.

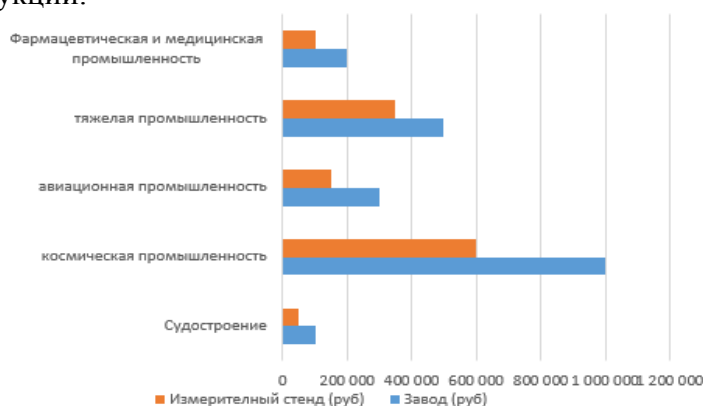


Рис.3. Анализ стоимости изделия при контроле с использованием стенда

Заключение

В заключение, хочется отразить преимущества измерительного стенда. Одним из главных преимуществ стенда является то, что установка переносная, то есть можно измерять или контролировать параметры не только тел типа вращения, так и любые объекты. С помощью стенда можно выполнять:

- измерения, контроль объекты любых размеров, сложной конфигурации, изделия любой толщины и материала;
- сокращение времени на проведения замеров;
- удешевление производства;
- повышение надежности;
- исключение систематической погрешности, благодаря бесконтактной системе измерений;
- удобства в использовании данным стендом;

– дешевая стоимость стенда.

Данный измерительный стенд не только увеличит прибыль компании, но и выведет отрасль машиностроения на новый уровень.

Литература

1. [Http://www.vvpnews.ru/referat2068.htm](http://www.vvpnews.ru/referat2068.htm) (просмотрено 27.09.2019)
2. <https://formung.ru/space> (просмотрено 27.09.2019)
3. Кузык. Б.Н. Оборонно-промышленный комплекс ОПК // большая российская энциклопедия. Том россия. Москва, 2004, стр. 493-497
4. <https://www.advantour.com/rus/russia/economy/machinery> (просмотрено 27.09.2019)

ПАТЕНТ НА МЕХАНИЗМ ШАГАЮЩЕЙ МАШИНЫ
THE PATENT FOR THE MECHANISM FOR WALKING MACHINE

Скворцова А.А. – студентка

ФГБОУ ВО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)» (НИУ)
Saa2509@mail.ru

Abstract. A lambda-like mechanism of P. L. Chebyshev is known for a walking machine with an upper location of the working point, which moves along a given natural walking trajectory. The purpose of the invention is to vertically shift down any given distance of the natural walking trajectory of the working point of the connecting rod of the lambda-like mechanism. This offset is achieved by the introduction of a double hinged parallelogram, which is connected pivotally by the upper point of its vertical connecting rod to the upper working point of the connecting rod of the lambda-like mechanism in the upper common hinge Assembly. At the lower point of the vertical connecting rod of the double parallelogram, a copy of the natural walking trajectory of the foot-support is obtained, but already under the body of the machine.

Key words: hinge, lever, crank, connecting rod, toggle mechanism.

Аннотация. Известен лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева для шагающей машины с верхним расположением рабочей точки, которая движется по заданной природной шагающей траектории. Цель изобретения заключается в вертикальном смещении вниз на любое заданное расстояние природной шагающей траектории рабочей точки шатуна лямбдаобразного механизма. Такое смещение достигается введением двойного шарнирного параллелограмма, который соединяется шарнирно верхней точкой своего вертикального шатуна с верхней рабочей точкой шатуна лямбдаобразного механизма в верхнем общем шарнирном узле. На нижней точке вертикального шатуна двойного параллелограмма получается копия природной шагающей траектории стопы-опоры, но уже под корпусом машины.

Ключевые слова: шарнир, рычаг, кривошип, шатун, шарнирно-рычажный механизм.

Изобретение относится к области рычажных механизмов шагающих устройств. Работа над изобретением проводилась в течение пяти лет и продолжается [1-7]. Известны несколько типов механизмов для шагающих устройств. Известен механизм Кланна, описание которого приведено в патенте: US 6260862 B1, Walking device, Joseph C.Klann. Механизм Кланна состоит из двух кривошипов, двух шатунов, коромысла и корпуса. Это шестизвенный механизм. Недостатком механизма Кланна является искусственная, а не природная траектория движения опоры, имеющая сложный геометрический вид. Траектория движения опоры в механизме Кланна характерна для цепляющих механизмов и насекомых, например, пауков, а не для шагающих машин в природном понимании траектории движения стопы человека или копыта животного. Шагающая машина с механизмом Кланна не будет совершать поступательного движения, будет резко вибрировать в вертикальном и горизонтальном направлениях, создавая дискомфорт для находящихся в ней людей и подвергая детали повышенным нагрузкам. Известен механизм Тео Янсена, состоящий из двенадцати рычагов, который автор демонстрировал на своей лекции «Искусственные формы жизни» 21 мая 2014 года в рамках программы «Политех на Стрелке». Электронный ресурс: <https://theoryandpractice.ru/videos/711-teo-yansen-iskusstvennyye-formy-zhizni>. Этот механизм тоже нельзя считать шагающим, потому что в траектории движения опоры отсутствует прямолинейный участок относительного перемещения, характерный для траектории стопы человека или копыта животного. Криволинейные траектории опоры характерны для насекомых, а с точки зрения механики являются цепляющими, а не шагающими. Основные назначения механизма Тео Янсена –

реклама, развлечения, шоу бизнес, обучение моделированию, изучение сложного движения, но не создание промышленных образцов шагающей техники.

Известен четырёхзвенный, если считать неподвижный корпус, лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева, состоящий из ведущего кривошипа 1, шатуна 2, коромысла 3 и корпуса 4, схема которого показана на рис.1 слева. Описание этого механизма приведено в книге: Полное собрание сочинений П.Л.Чебышева. Том.4. Теория механизмов. - Москва-Ленинград: Издательство Академии наук СССР, 1948 г. – С.165, в статье П.Л.Чебышева в этой книге «О преобразовании вращательного движения в движение по некоторым линиям» на стр.161-165, к которой имеется электронный режим доступа <http://www.tcheb.ru/1>. На рис.1 слева представлена кинематическая схема четырёхзвенного лямбдаобразного механизма П.Л.Чебышева.

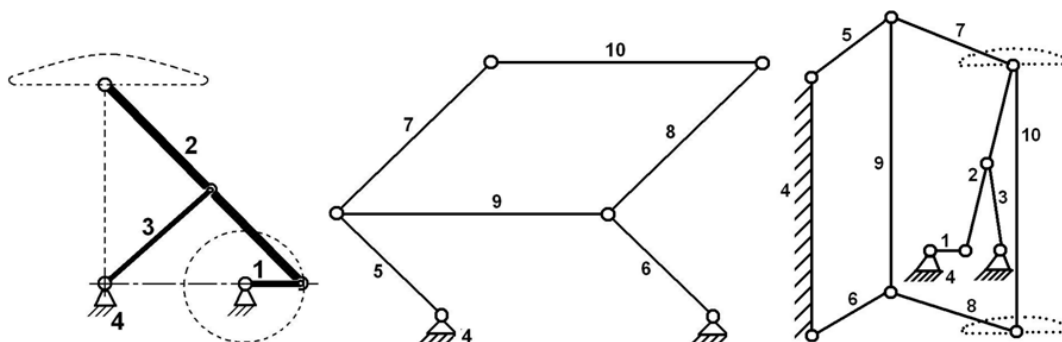


Рис.1. Аналоги, прототип и новый механизм

Этот механизм позволяет получить природную траекторию движения стопы человека или копыта животного, однако недостатком этого механизма является верхнее расположение точки шатуна, которая описывает эту природную траекторию. Нельзя перевернуть механизм для получения нижнего расположения природной траектории, потому что рабочий прямолинейный участок траектории относительного движения опоры тоже перевернётся и займёт верхнее положение над дугообразным участком переноса стопы-опоры в процессе шага.

Известен механизм двойного шарнирного параллелограмма (Электронный ресурс «Математические этюды»: <http://www.etudes.ru/ru/etudes/translation-rotation/>), схема которого показана на рис.1 в центре. Этот механизм состоит из трёх пар параллельных рычагов. Параллельные коромысла 1 и 2 закреплены одними концами шарнирно на неподвижном корпусе 7, а к другим концам коромысел шарнирно прикреплен шатун 5, параллельно которому с помощью шатунов 3 и 4 установлен на шарнирах шатун 6. Механизм двойного параллелограмма позволяет выполнять параллельный перенос траектории движения точки, потому что траектории концов шатунов 5 и 6 одинаковые.

Цель изобретения заключается в переносе траектории движения стопы-опоры шагающей машины из верхней части механизма в нижнюю часть.

Основу предлагаемого устройства составляет известный лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева, состоящий из ведущего кривошипа 1, шатуна 2 и коромысла 3. Шатун 2 соединяется с коромыслом 3 в центральной части с помощью цилиндрического шарнира. Ведущий кривошип 1 и коромысло 3 закреплены шарнирно на неподвижном корпусе 10. При вращении ведущего кривошипа 1 верхняя точка шатуна 2 описывает природную траекторию движения стопы человека или копыта животного. Исключительно для реализации этой траектории П.Л.Чебышевым фактически был разработан этот четырёхзвенный, если считать корпус 10, лямбдаобразный механизм. Четырёхзвенный лямбдаобразный механизм П.Л.Чебышева выбран в качестве прототипа для предлагаемого нового устройства. Недостатком лямбдаобразного механизма П.Л.Чебышева является верхнее расположение природной траектории движения стопы-опоры шагающей машины. При этом самая простая схема шагающего механизма – это

один лямбдаобразный механизм, в котором опора закрепляется в верхней части шатуна в его расчётной рабочей точке. Но на практике опора всегда должна располагаться снизу корпуса, под корпусом, причём значительно ниже корпуса шагающей машины. Получилось противоречие. С одной стороны, получена природная траектория движения стопы-опоры. С другой стороны, природная траектория движения стопы-опоры не может быть реализована на практике, потому что находится выше самой шагающей машины. Перенос природной траектории движения стопы-опоры ниже шагающей машины – это далеко не тривиальная задача. Например, в стопоходящей машине П.Л.Чебышева, показанной на Всемирной выставке в Париже в 1895 году, смещение природной траектории движения стопы-опоры на верхней точке шатуна лямбдаобразного механизма вниз выполнено добавлением ещё одного такого же лямбдаобразного четырёхзвенного механизма с последующей синхронизацией движения двух дополнительных удлиняющих вертикальных шатунов. Если учесть, что шагающая машина должна иметь не менее четырёх опор, то необходимы четыре лямбдаобразных механизма, четыре вертикальных удлиняющих шатуна и пара связей этих шатунов для устранения дополнительной лишней степени свободы механизма. В новом устройстве предложено отказаться от второго лямбдаобразного механизма как необходимого дополнения к первому такому же механизму. В новом устройстве реализован перенос рабочей природной траектории стопы-опоры шагающей машины из верхней части машины в нижнюю часть машины с помощью двойного параллелограмма, показанного на рис.1 и предназначенного именно для этой цели. На рис.1 справа показана кинематическая схема предлагаемого механизма шагающей машины. Верхний шарнир шатуна 4 двойного параллелограмма соединен с верхней рабочей точкой шатуна 2 лямбдаобразного механизма, которая описывает природную траекторию стопы-опоры шагающей машины. Одинаковые шатуны 5 и 6 одними концами шарнирно соединены соответственно с верхним и нижним концами шатуна 4, а другими концами также шарнирно соединены соответственно с шатуном 7. Шатун 7 имеет такие же размеры, как шатун 4. Пары противоположно расположенных шатунов 4 и 7, 5 и 6 образуют первый шарнирный параллелограмм, считая от ведущего лямбдаобразного механизма с рычагами 1, 2, 3. К верхнему концу шатуна 7 и одновременно к левому концу шатуна 5 шарнирно крепится коромысло 8. Шатуны 5, 7 и коромысло 8 могут свободно вращаться друг относительно друга вокруг общих шарнирных осей. Точно также к нижнему концу шатуна 7 и к левому концу шатуна 6 шарнирно крепится коромысло 9. Шатуны 6, 7 и коромысло 9 могут свободно вращаться друг относительно друга вокруг общих шарнирных осей. Два одинаковых коромысла 8 и 9 образуют верхнюю и нижнюю пару второго шарнирного параллелограмма. Правой и левой сторонами второго шарнирного параллелограмма являются шатун 7 и неподвижный корпус 10, на котором установлена пара шарниров на таком же расстоянии друг от друга, как и на шатуне 7. Лямбдаобразный механизм формирует на верхней точке шатуна 2 природную траекторию стопы-опоры шагающего механизма, а двойной шарнирный параллелограмм, составленный из шатунов 4, 5, 6, 7, коромысел 8 и 9, корпуса 10 и соответствующих шарнирных связей, переносит эту природную траекторию стопы-опоры шагающей машины в нижнюю часть шагающей машины на нижнюю точку шатуна 4 двойного шарнирного параллелограмма. Нижняя точка шатуна 4 двойного шарнирного параллелограмма полностью повторяет движение верхней точки шатуна 4 по свойству двойного шарнирного параллелограмма, то есть также описывает природную траекторию стопы-опоры шагающей машины. Величина смещения природной траектории шага стопы-опоры шагающего механизма определяется исключительно длинами шатуном 4, 7 и расстоянием между шарнирами на корпусе 10 – все они должны быть одинаковыми. Длины одинаковых шатунов 5, 6 и одинаковых коромысел 8, 9 определяют смещение природной траектории шага в продольном направлении шагающей машины, поэтому не являются критичными для достижения цели предлагаемого устройства, то есть для смещения природной траектории шага стопы-опоры вниз, под корпус шагающей машины.

Существенным признаком предлагаемого устройства является совмещение лямбдаобразного механизма П.Л.Чебышева с двойным параллелограммом, позволяющее получить новый технический результат – перенос природной траектории шага стопы-опоры из верхней части механизма вниз на любое расстояние.

Технический результат заключается в точном переносе природной траектории движения стопы человека или копыта животного из верхней части лямбдаобразного четырёхзвенного механизма П.Л.Чебышева в нижнюю часть механизма на произвольное расстояние, которое определяется конструктивными требованиями технического задания.

Формула изобретения.

Механизм шагающей машины, содержащий механизм формирования траектории шага стопы-опоры в верхней части механизма, *отличающийся* тем, что, с целью смещения траектории шага стопы-опоры из верхней части механизма в нижнюю часть механизма, в него введён двойной шарнирный параллелограмм, два шарнира которого установлены на одной вертикали на общем корпусе с механизмом формирования траектории шага стопы-опоры на расстоянии, равном длине двух подвижных вертикальных шатунов двойного параллелограмма, а рабочая точка механизма формирования траектории шага стопы-опоры шарнирно соединена с верхним концом крайнего вертикального шатуна двойного параллелограмма.

Литература

1. Скворцова А.А. Новый рефлекторный шагающий тренажёр // Наука и инновации в технических университетах: Материалы Десятого Всероссийского форума студентов, аспирантов и молодых учёных 26-28 октября 2016 г. – Изд-во Политехн. ун-та, 2016. – 190 с. – С.24-25. – ББК 30.1 Н 34.
2. Скворцова А.А. Новый шагающий тренажёр // Сборник тезисов Второй Международной школы-конференции студентов, аспирантов и молодых учёных «Биомедицина, материалы и технологии 21-го века» 20-23 сентября 2017 г. Отв. Ред. А.В.Герасимов (Электронный ресурс). – Казань: К(П)ФУ, 2016. – С.77.
3. Скворцова А.А. Новый рефлекторный шагающий тренажёр // 15-я Международная конференция «Авиация и космонавтика - 2016». Тезисы. – М.: Московский авиационный институт (МАИ), 16-18 ноября 2016 г. – 739 с. – С.470-472. – ISBN 978-5-383-01064-8.
4. Скворцова А.А. Бифуркации в движении привода шагающей машины П.Л.Чебышева // 18-я Международная молодёжная научная конференция «Гагаринские чтения – 2017». Сборник тезисов докладов. – М.: Московский авиационный институт (НИУ МАИ), 2017. – 1479 с. – С.999. – ISBN 978-5-90363-115-5.
5. Скворцова А.А. Учебное численное исследование бифуркаций в шагающем механизме П.Л.Чебышева и шагающем рефлекторном тренажёре // Материалы XXVIII Международной конференции "Современные информационные технологии в образовании". Научно-методическое издание / Редакционная группа: Алексеев М.Ю. и др. - Троицк-Москва, 27 июня 2017 г. - ISBN 978-5-9907219-4-4 - Электронный ресурс: http://ito.bytic.ru/uploads/files/conf_2017.pdf - С.48-50.
6. Скворцова А.А. Рефлекторный шагающий тренажёр // 28-я Международная инновационно ориентированная конференция молодых учёных и студентов МИКМУС-2016, Институт Машиноведения им. А.А.Благонравова Российской академии наук, 7-9 декабря 2016 г. - Отделение энергетики, машиностроения, механики и процессов управления - 459 с. - С.393-396.
7. Скворцова А.А. Механизм шагающей машины. Заявка на патент на изобретение №2017138076/11(066514) от 01.11.2017 г. (положительное решение ФИПС и РОСПАТЕНТ от 01.09.2019 г. о выдаче патента на изобретение).

**АКТУАЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ВИБРОДИАГНОСТИКИ
МЕХАНИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПОРТАЛЬНЫХ КРАНОВ**
*TOPICAL ISSUES OF VIBRATION DIAGNOSTICS OF THE MECHANICAL
EQUIPMENT OF PORTAL CRANES*

Стоянцов¹ Н.М. – магистрант, **Ганшкевич¹ А. Ю.** – кандидат технических наук, доцент,
Александрова² О.А. – специалист-обследователь грузоподъёмных машин

¹Московская государственная академия водного транспорта – филиал ФГБОУ ВО
«Государственный университет морского и речного флота имени адмирала
С.О. Макарова»

²ООО «Кранком экспертиза»
gansalex@mail.ru

Abstract. The article discusses the problems encountered by experts when carrying out vibration diagnostics of mechanical equipment of cranes and proposes some methodological techniques to solve them.

Key words: vibration diagnostics, portal crane, mechanical equipment, time-frequency analysis.

Аннотация. В статье рассматриваются проблемы, с которыми сталкиваются эксперты при проведении вибродиагностики механического оборудования кранов и предлагаются некоторые методические приёмы для их решения.

Ключевые слова: вибродиагностика, порталный кран, механическое оборудование, частотно-временной анализ.

Одним из наиболее распространённых методов вибродиагностики машин и оборудования является спектральный анализ на основе преобразования Фурье, который реализуется в виде анализа прямого спектра или спектра огибающей вибросигнала [1]. Из-за особенностей работы грузоподъёмных кранов, возникает целый ряд факторов, снижающих надёжность и эффективность такого спектрального анализа [2], [3]. К этим факторам относятся:

- повторно-кратковременный режим работы, следствием которого являются вибросигналы, продолжительность которых зачастую недостаточна для выявления дефектов;

- значительное относительное время работы механизмов в переходных режимах (разгон и торможение);

- работа механизмов крана с различной нагрузкой из-за вариативности массы поднимаемых грузов и смены направлений движения, следствием чего является нестабильность частоты вращения двигателя;

- близкое расположение различных механизмов в машинном отделении крана, сигналы от которого накладываются на сигнал от диагностируемого узла;

- перемещение исследуемого оборудования в пространстве при работе крана, которое вызывает дрейф сигнала акселерометров вследствие связанных с перемещением ускорений и изменения пространственного положения осей.

Воздействие указанных факторов приводит к возникновению ряда проблем, связанных с выявлением и идентификацией дефектов на основе анализа частотных спектров. В работах [2], [4] было показано, что решение указанных проблем может быть получено применением методов частотно-временного анализа, например кратковременного преобразования Фурье (short time Fourier transform, далее – STFT) [2], и применением фильтров, позволяющих устранять тренд и шумовую составляющую сигнала [4]. Краткий обзор предлагаемых решений представлен в таблице 1.

Табл. 1. Проблемы вибродиагностики крановых механизмов и методы их решения

Фактор	Диагностическая проблема	Метод решения
Повторно-кратковременный режим работы и значительное относительное время работы механизмов в переходных режимах	Отсутствие явных пиков в частотном спектре	Контроль взаимного расположения частотных пиков на основе анализа частотно-временного спектра
Работа механизмов крана с различной нагрузкой	Смещение частотных пиков дефектов с наложением их друг на друга	Анализ отдельных стадий работы механизмов, выделяемых из общего временного сигнала на основе анализа частотно-временного спектра
Близкое расположение различных механизмов в машинном отделении крана	Появление в спектре частотных пиков не только от диагностируемого механизма	Анализ отдельных участков временного сигнала, соответствующих работе конкретных механизмов на основе анализа частотно-временного спектра
Перемещение исследуемого оборудования в пространстве при работе крана	Появление в спектре частотных пиков, соответствующих колебаниям несущей конструкции крана	Применение фильтров высоких частот

Достижение высокой эффективности диагностики должно обеспечиваться согласованным применением предлагаемых решений в рамках единой методики. На разработку такой методики и направлено исследование, промежуточные результаты которого приведены в настоящей статье.

Разработка и апробация методических приёмов диагностирования проводились в рамках проведения экспертизы промышленной безопасности порталных кранов, расположенных в первом грузовом районе ПАО «Северный порт», г. Москва. В эксперименте применялись акселерометры ВС 201 (№ 49619-12 в реестре средств измерений РФ), и аналого-цифровой преобразователь ZET 220 производства ЗАО «Электронные технологии и метрологические системы» (ЗАО «ЭТМС»). Подготовка к анализу и анализ результатов проводились с применением программного комплекса Matlab 2018b.

В общем случае вибродиагностика условно может быть разделена на три этапа: подготовительный, измерительный и аналитический. В настоящей статье представлены некоторые методические рекомендации для аналитического этапа, сформулированные авторами на основании анализа опыта применения вибродиагностики оборудования порталных кранов.

В состав аналитического этапа рекомендуется включать следующие работы:

1. Выявление и устранение тренда.
2. Определение интервалов различных режимов работы узла или агрегата.
3. Определение частоты возбуждающей силы.
4. Построение и первичный анализ спектров для характерных режимов
5. Очистка сигнала от шумов.
6. Уточнение частот характерных дефектов с учетом частоты возбуждающей силы.
7. Фильтрация сигнала с учетом частот характерных дефектов.
8. Преобразование сигналов виброускорения в виброскорость и виброперемещение.
9. Построение огибающей сигнала.
10. Построение и анализ спектров Фурье преобразованных сигналов.
11. Формирование выводов по результатам диагностирования.

Для построения тренда обычно используют метод скользящего среднего. Однако у него имеется один существенный недостаток – ширина и форма окна задаются априори, независимо от формы сигнала. Для рассматриваемого случая, когда процессы образующие тренд являются нелинейными и нестационарными, наиболее целесообразным представляется применение эмпирической модовой декомпозиции (empirical mode decomposition, далее – EMD). EMD представляет собой адаптивную итерационную

вычислительную процедуру разложения исходных данных на эмпирические моды или внутренние колебания [5], что позволяет использовать его в качестве полосового фильтра для удаления тренда и высокочастотного шума. На рис. 1 приведены ЧВС вибросигнала с датчика, установленного на подшипниковой опоре вала-шестерни механизма изменения вылета стрелы крана «Альбрехт» 10-32. На рис. 1,а показан ЧВС после удаления тренда методом скользящего среднего, на рис. 1,б – после фильтра на основе EMD.

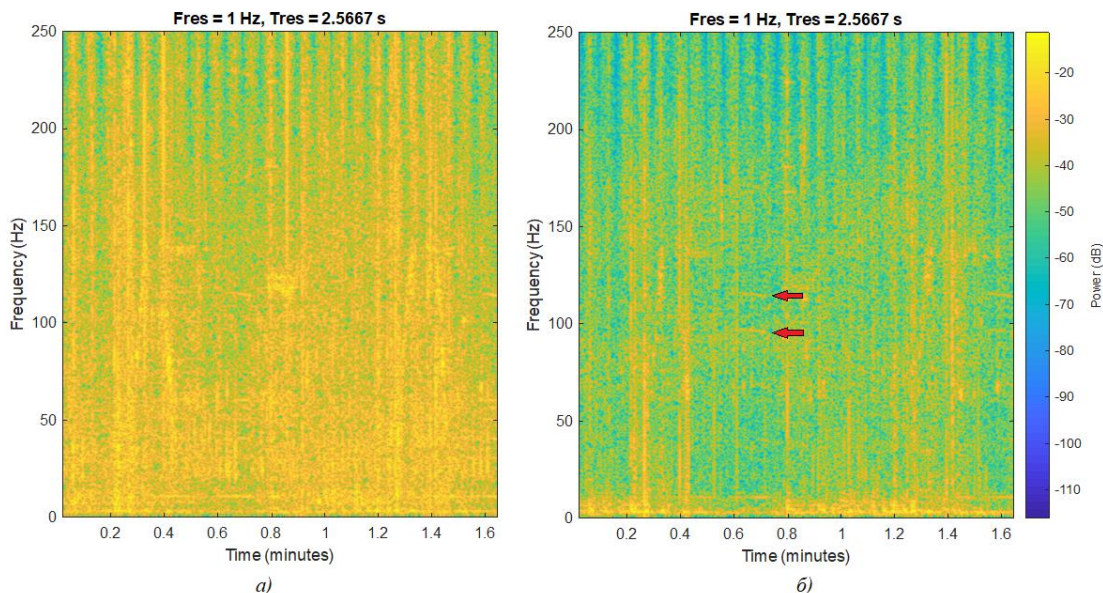


Рис. 1. Сравнение результатов фильтрации сигнала разными методами

Видно, что ЧВС на рис. 1б менее зашумлён, что позволило выявить субгармонику частоты зубозацепления (отмечены красными стрелками), свидетельствующую об увеличенном зазоре в зубчатой паре. На рис. 1,а эта гармоника маскируется шумом.

На рис. 2 приведены частотный и ЧВ спектры вибросигнала с опорного подшипника машинного отделения, снятого при работе механизма подъёма. При съёмке выполнялись двукратные подъём и опускание груза.

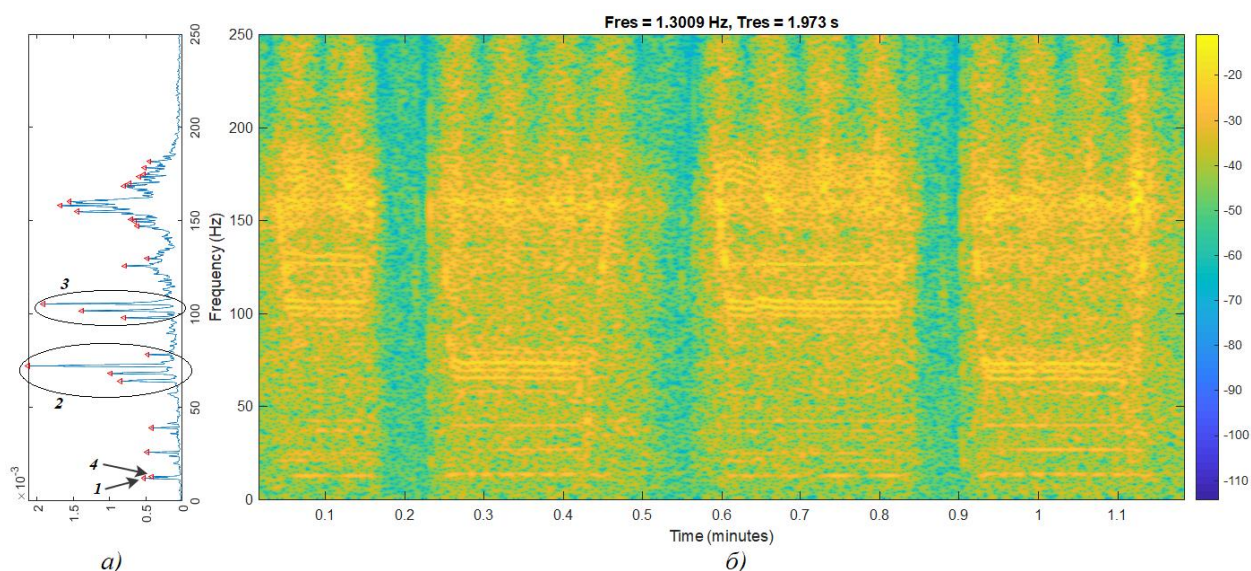


Рис. 2. Анализ частотного и частотно-временного спектров

Частотный спектр на рис. 2,а получен из временного сигнала путём быстрого преобразования Фурье, ЧВС (рис. 2,б) – методом STFT. На частотном спектре (рис. 2,а), имеются выраженные пики на ряде частот. Однако, наряду с ярко выраженными пиками на спектре имеются вершины с пологими склонами и множественными близко

расположенными пиками, а также вершины с рядом дополнительных пиков на склонах. Такая картина не позволяет однозначно интерпретировать полученный результат. Например, пик 2 на рис. 2,а расположен на склоне пика 1, такая картина может свидетельствовать как о наличии двух независимых процессов, так и о наличии гармоник одного процесса. Анализ ЧВС позволяет увидеть, что пики 1 и 4 соответствуют разным стадиям работы – подъёму и опусканию груза. Дальнейшие расчёты показали, что пик 1 соответствует частоте вращения электродвигателя на подъём (12,1 Гц), а пик 4 – на спуск (13,3 Гц). Полученные значения частоты возбуждающей силы в дальнейшем используются для расчёта частот характерных дефектов. Аналогичным образом, анализ ЧВС позволил разделить процессы, представленные на рис. 2а группами пиков 2 и 3 и выявить дефекты зубчатой пары 2-й ступени редуктора и подшипников 3-й ступени.

Выводы:

1. Применение EMD позволяет повысить эффективность очистки сигнала от тренда и шумов, что особенно актуально при обработке вибросигналов кранового оборудования.
2. Анализ ЧВС открывает более широкие возможности по выявлению и идентификации дефектов на основе вибросигнала.
3. Применение комплексного подхода к обработке и анализу вибросигналов, позволит эффективно диагностировать дефекты даже в сложных условиях.

Литература

1. А. Н. Гаврилин, Б. Б. Мойзес Диагностика технологических систем: учебное пособие. Часть 2. // М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Томский политехнический ун-т. — Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. — 128 с.
2. О. А. Александрова, А. Ю. Ганшкевич. Анализ результатов вибродиагностики при оценке технического состояния порталных кранов в ПАО «Северный порт» // Подъемно-транспортные, строительные, дорожные, путевые машины и робототехнические комплексы [Электронный ресурс] : сборник докладов XXIII Московской международной межвузовской научно-технической конференции студентов, магистрантов, аспирантов и молодых ученых / М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т. — Электрон. дан. и прогр. (13 Мб). — Москва: Издательство МИСИ – МГСУ, 2019. — Режим доступа: <http://mgsu.ru/resources/izdatelskaya-deyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkrdostupa/>
3. Р. Ш. Мустафин, Е. В. Макарчева Опыт диагностики редукторов главного подъема грузоподъемных машин кислородно-конвертерного цеха на примере КГ-1830 // Журнал Евразийского союза учёных (ЕСУ) 2015, №6 (15) с. 132-136
4. А. Ю. Ганшкевич, О. А. Александрова Диагностирование дефектов механизмов порталных кранов на основе анализа спектров вибрации. // Сборник докладов XXI Международной научно-технической конференции Интерстроймех-2018 [Электронный ресурс] (г. Москва, 8–12 октября 2018 г.) / ред. кол.: [С.Я. Галицков и др.]; М-во науки и высшего образования Рос. Федерации, Нац. исследоват. Моск. гос. строит. ун-т. — Электрон. дан. и прогр. — Москва: Издательство МИСИ – МГСУ, 2018. — Режим доступа: <http://mgsu.ru/resources/izdatelskaya-deyatelnost/izdaniya/izdaniya-otkrdostupa/>
5. Norden E. Huang, Zheng Shen, Steven R. Long, Manli C. Wu, Hsing H. Shih, Quanan Zheng, Nai-Chyuan Yen, Chi Chao Tung and Henry H. Liu The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis // Proceedings of the Royal society A 2015, January, p. 903-995

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ИМПУЛЬСНОГО
ЭЛЕКТРОМАГНИТНОГО ПОЛЯ НА ЗАЛЕЧИВАНИЕ
МИКРОТРЕЩИН ВНУТРИ ЦИНКОВЫХ ОБРАЗЦОВ**
*INVESTIGATION OF THE EFFECT OF PULSE ELECTROMAGNETIC FIELD
ON THE HEALING OF MICROCRACKS INSIDE ZINC SAMPLES*

Сычев¹ А.С. – студент, Байкова¹ Е.И. – студент, Ченцов² А.В. – к.ф.-м.н., с.н.с

Кукуджанов² К.В. – к.ф.-м.н., с.н.с.

¹Московский авиационный институт

²ИПМех РАН

Sasa300498@yandex.ru

Abstract: The article presents the results of an experiment on short-term pulse high-energy electromagnetic treatment of zinc samples in order to study the healing of microcracks inside the material. The test procedures used are described and the analysis of the data obtained is presented.

Key words: pulse EM treatment, microdefects healing, uniaxial tension, zinc.

Аннотация. В статье представлены результаты эксперимента по обработке цинковых образцов короткоимпульсным высокоэнергетическим электромагнитным полем с целью изучения залечивания микроповреждений внутри материала. Описаны использованная установка и приведен анализ полученных данных.

Ключевые слова: импульсное электромагнитное поле, залечивание микродефектов, одноосное растяжение, цинк.

Гипотеза о том, что в проводящем материале может происходить залечивание дефектов под действием кратковременных импульсов высокоэнергетического электромагнитного поля (ВЭМП) была высказана достаточно давно [1]. Однако, несмотря на ряд работ [2–6], подтверждающих данную гипотезу, репрезентативные экспериментальные исследования этого явления не проводились. Настоящая работа является частью серии исследований, посвященных изучению процессов эволюции дефектов структуры цинка, таких как микротрещины и микропоры размерами до 1 мкм. Ее целью является экспериментальное подтверждение факта залечивания микродефектов в поликристаллическом цинке при воздействии на него ВЭМП определенной интенсивности и продолжительности. В эксперименте использовалось следующее оборудование: универсальная разрывная машина MTS Synergy 400, генератор ГОРН импульсного воздействия ВЭМП, исследовательский микроскоп Zeiss Axio Imager.D1m, сканирующий электронный микроскоп Quanta 650.

Использовались образцы из поликристаллического цинка марки ЦО (Zn 99,975%), вырезанные из листа металла, изготовленного путем горячей прокатки. Размеры цинковых образцов выбирались следующими: длина – 125 (±5) мм; Длина рабочей части – 60 (±0,15) мм; поперечное сечение - ширина – 6,7 (±0,15) мм, толщина – 2,4 (±0,15) мм; площадь сечения - 16 мм². На рис. 1,а показан вид образца до и после растяжения, а на рис. 1,б - образец, установленный в разрывной машине (виден также внешний экстензометр).

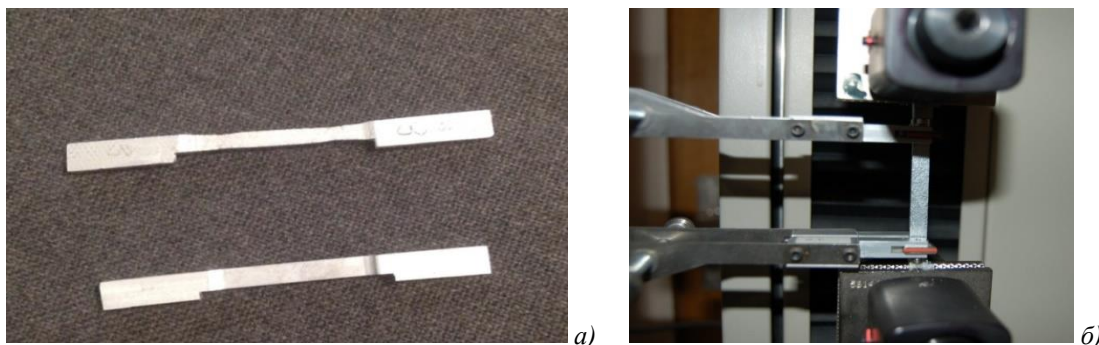


Рис. 1. а) показан вид образца до и после растяжения; б) образец, установленный в разрывной машине

В достаточно чистом цинке рекристаллизация начинается уже при температурах близких к 50°C . На скорость рекристаллизации также влияют примеси, и интенсивность механической обработки при изготовлении. Поэтому образцы предварительно подвергались термообработке (отжигу) для снятия внутренних остаточных напряжений и получения сравнительно однородной (равноосной) зеренной структуры поликристаллического металла. Исследуемые образцы сначала равномерно нагревались до температуры 50°C в течение 3,5 мин, после чего резко охлаждались при температуре 3°C в течение 10 мин.

В работе рассматривалось влияние серии периодических прямоугольных импульсов ВЭМП на изменение микроструктуры цинковых образцов. Продолжительности единичных импульсов была примерно 20 мкс, период повторения импульсов 1000 мкс. Продолжительность приложенной серии импульсов - 3,0 с. Приложенное ВЭМП индуцировало в металле ток с плотностью $j \approx 4,0 \cdot 10^8 \text{ A/m}^2$.

Проводилось сравнение микроструктуры 1) недеформированных образцов; 2) деформированных до разрушения образцов; и 3) деформированных до состояния, предшествующего разрушению образцов цинка, а после этого подвергшихся воздействию импульсного ВЭМП. Сравнительное исследование одних и тех же шлифов, проведенное с помощью оптического и сканирующего электронного микроскопов показало, что для целей настоящего исследования можно ограничиться оптическим микроскопом Zeiss Axio Imager.D1m с дополнительной линзой (который дает увеличение превышающее $\times 2000$). В эксперименте установлено, что в исходном недеформированном металле имеется незначительное количество микродефектов (микропор, микротрещин), размеры которых варьируются от 100 нм до 100 мкм. В процессе пластического деформирования (растяжения) образцов в них происходит рост исходных микродефектов и возникновение новых дефектов, что приводит при определенной деформации, которая называется предельной пластической деформацией, к макроразрушению металла в области образования шейки. В состоянии предшествующем макроразрушению в области шейки образца поврежденность (пористость) металла, рассчитанная для дефектов с линейными размерами 0,2-1,0 мкм, может локально достигать значений 0,20. Кроме того, необходимо заметить, что в цинке при пластическом деформировании происходит интенсивное образование двойников. Распределение микродефектов вблизи крупных внутренних повреждений показано на рис. 2,а для образца после разрыва без воздействия ВЭМП (вблизи поверхности разрушения) и на рис. 2,б после обработки образца приложенным ВЭМП (в области шейки, после растяжения до напряжения $\sigma^* = 0,97\sigma_{\text{max}}$).

После обработки приложенным импульсным ВЭМП в цинке наблюдается уменьшение поврежденности вследствие залечивания микродефектов (микропор, микротрещин) размерами 0,2-1,0 мкм.

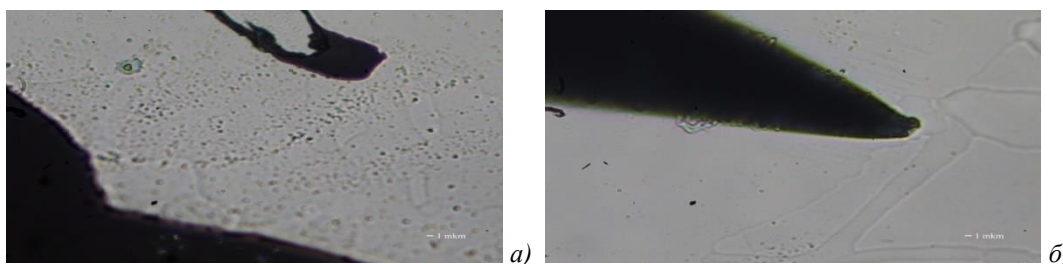


Рис. 2. Микродефекты в области шейки (а) – для образца после разрыва без воздействия ВЭМП (вблизи поверхности разрушения); б) после обработки образца приложенным ВЭМП (в области шейки, после растяжения до напряжения $\sigma^*=0,97\sigma_{max}$). Шкала 1 мкм

На рис. 3 представлена обзорная микрофотография поликристаллической структуры деформированного образца. Структуры типа двойников занимают значительную долю сечения зёрен, а сами зёрна всё ещё достаточно крупные. В недеформированных образцах мелкие зёрна и двойники не наблюдаются.



Рис. 3. Зеренная структура деформированных образцов (без ВЭМП).
По вертикали - толщина образца (2,3мм)

Вывод

В ходе работы выяснено влияние рассматриваемого воздействия ВЭМП на микропоры и микротрещины в поликристаллическом цинке, образовавшиеся в процессе интенсивной пластической деформации при растяжении. После приложения рассматриваемого ВЭМП внутри цинковых образцов наблюдается уменьшение поврежденности (пористости) вследствие залечивания микродефектов (микропор, микротрещин) размерами 0,2-1,0 мкм.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 18-08-00958

Литература

1. Беклемишев Н.Н., Корягин Н.И., Шапиро Г.С. Влияние локально-неоднородного импульсного электрического поля на пластичность и прочность проводящих материалов // Изв. АН СССР. Металлы. 1984. № 4. С. 184-187.
2. Song Hui, Wang Zhong-jin, Gao Tie-jun. Effect of high density electropulsing treatment on formability of TC4 titanium alloy sheet // Trans. Nonferrous Soc. China, 2007, V. 17, pp. 87-92.
3. Zuev L.B., Tsellernaer V.Ya., Gromov V.E., and Murav'ev V.V. Ultrasonic monitoring of the accumulation of aging damage and recovery of the useful lifetime of industrial parts. Tech. Phys., 1997, Vol. 49, No. 2, pp. 1094–1096. DOI: 10.1134/1.1258774.
4. Громов В.Е., Чиракадзе Д.З., Семакин Е.В. и др. Электростимулированное восстановление ресурса выносливости сварных соединений // Известия РАН. Серия физическая. 1997. - №5. - С. 1019-1023.
5. Троицкий О. А., Баранов Ю. В., Авраамов Ю. С., Шляпин А. Д. Физические основы и технологии обработки современных материалов: (теория, технология, структура и свойства). — М.-Ижевск: Ин-т Компьютерных Исследований, 2004. – 590 с.
6. Conrad H. A study into the mechanism(s) for the electroplastic effect in metals and its application to metalworking, processing and fatigue. Final Report ARO Proposal Number 23090-MS, ARO Funding Document DAAL03-86-K-0015, U. S. Army Research Office, North Carolina State University, Raleigh, NC 27695. March 10, 1989, 52 p.

ВЫБОР РОВИНГОВОЙ ТКАНИ С ПРОПИТКОЙ ДЛЯ ПРИМЕНЕНИЯ В ПРОЦЕССАХ ГОРЯЧЕЙ ОБЪЕМНОЙ ШТАМПОВКИ *TO THE CHOISE OF IMPRIGNATED ROVING FABRIC FOR HOT BULK FORGING PROCESSES*

Тимофеев В.В. – магистрант, Петров М.А. – к.т.н., Dr.-Ing., доцент
ФГБОУ ВО «Московский политехнический университет»
e-mail: timofeevthe@gmail.com

Abstract. This study determines the properties of impregnated roving fabric, which is a combination of non-diffusion-related materials. Such kind of material should provide a certain tribological conditions, which are sufficient and necessary for hot bulk forging processes of heat-resistant steels and titanium alloys.

Key words: tribological conditions, heat-insulating coating, impregnated roving fabric, glass fiber, hot bulk forging.

Аннотация. В данном исследовании определяются свойства ровинговой ткани с пропиткой, представляющей собой совокупность не диффузионно-связанных материалов. Такой материал должен обеспечивать определённые трибологические условия, которые являются достаточными и необходимыми для условий горячей объёмной штамповки жаропрочных сталей и титановых сплавов.

Ключевые слова: трибологические условия, теплоизоляционное покрытие, ровинговая ткань с пропиткой, стеклоткань, горячая объёмная штамповка.

Исследования свойств тканей с пропиткой

В процессе штамповки в зависимости от толщины слоя смазочного вещества (СВ) возможны три основных вида трения (сухое трение, граничное трение и жидкостное трение), а также смешанные виды трения (полусухое и полужидкостное) [1, 2]. На практике невозможно поддерживать режим жидкостного трения в течение всего процесса штамповки без применения специальных схем. В процессе обычного деформирования смазка постепенно выдавливается и жидкостное трение переходит в режим граничного трения. Эффект Ребиндера оказался весьма важным для совершенствования процессов обработки материалов давлением (ОМД), в частности, штамповки, которая практически всегда осуществляется со СВ. Процессы ОМД, особенно труднодеформируемых металлов и сплавов, существенно облегчаются при добавлении в СВ поверхностно-активных веществ (ПАВ) или веществ, аналогично ведущих себя при высоких температурах (например, расплавы стекла и солей), которые по рассмотренному выше механизму размягчают и пластифицируют поверхностные слои деформируемого металла. При этом обрабатываемый металл как бы смазывает сам себя, локализуя в поверхностном пластифицированном слое избыточную сдвиговую деформацию, обусловленную действием сил трения. Таким образом, действие жидких и твердых СВ сводится к тому, чтобы существенно снизить неравномерность деформации, чтобы сила штамповки почти полностью расходовалась на полезную работу пластической деформации, а потери на трение, т.е. потери на создание дополнительной сдвиговой деформации поверхностного слоя металла, при этом были минимальны. Цель исследования состояла в выборе ровинговой ткани (РТ) и определение её свойств после пропитки, которая может быть использована для штамповки труднодеформируемых жаропрочных сплавов. Результаты выбора материала пропитки и связующего представлены в таблице 1. Данные таблицы для пропиток графитовой эмульсии и вода-графит были взяты из открытых источников [3, 4]. Данные по пропитке вода-нитрид бора были получены самостоятельно в лаборатории. Данные по свойствам выбранных стеклотканей, подходящих для высокотемпературной штамповки, представлены в таблице 2. Некоторые значения параметров были взяты из открытой литературы [5 – 9]. Такие параметры, как осажденный графит на стеклоткани, температура размягчения и другие определялись самостоятельно. Наилучшая адгезионная

способность пропитки к РТ, т.е. отсутствие свободного осыпания при изгибе РТ, была достигнута на пропитке №1. На рисунке 1 представлены снимки поверхности стеклотканей с пропиткой №1 на разных увеличениях.

Табл. 1. Сравнительные характеристики смазочных материалов пропитки

Физические свойства материала	Эмульсия графитовая (№1)	Вода-графит (№2)	Вода-Нитрид бора (№3)
Плотность, при 20°C, г/см ³	~ 1,280	~ 1,140	~ 0,980
Вязкость, чаша Форда №4, с	~ 48	~ 35	~ 12
Температура вспышки, °С	> 250	н/д	н/д
рН	8	8 – 11	7
Сухой остаток, %	40	29 – 32	27
Размер антиадгезионных частиц, мкм	< 4		

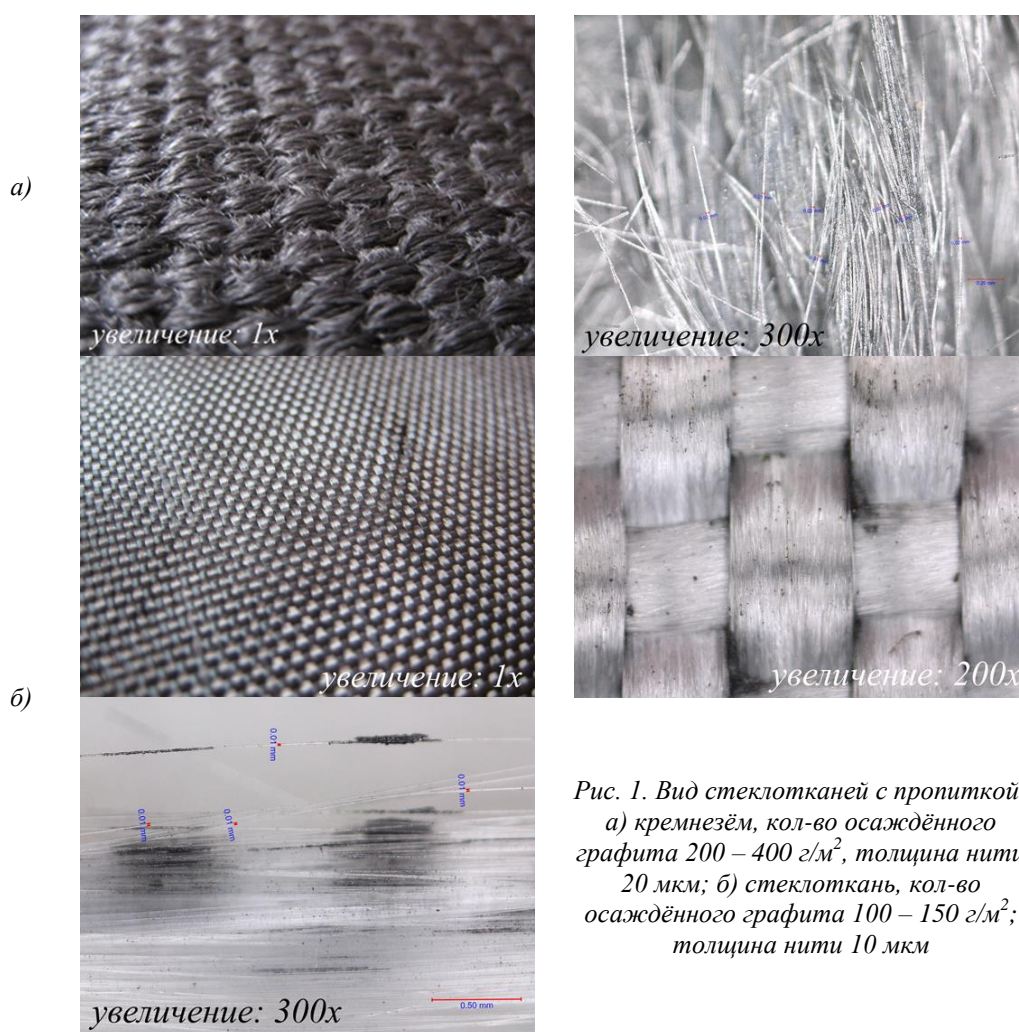

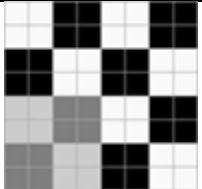


Рис. 1. Вид стеклотканей с пропиткой: а) кремнезём, кол-во осаждённого графита 200 – 400 г/м², толщина нити 20 мкм; б) стеклоткань, кол-во осаждённого графита 100 – 150 г/м²; толщина нити 10 мкм

На рисунке 2 приведён вид стеклоткани после высокотемпературного нагрева. Видно, что отдельные нити и волокна ткани консолидировались, спеклись друг с другом. Температура размягчения не была достигнута вплоть до 1 200°C. При более высоких температурах испытания не проводились, так как температура штамповки рассматриваемых сплавов лежит ниже температуры проведения эксперимента.

Табл. 2. Характеристики выбранных стеклотканей с пропиткой

Физико-механические свойства	Стеклоткань Т13 (ГОСТ 19170-73)	Кремнезём (ГОСТ Р 56212-2014)
Тип стекла	Е (без бора) (ШСБ)	Кремнезём (К11ТР)
Тип плетения	ровинг	
Химический состав, масс %	SiO ₂ – Al ₂ O ₃ – CaO – MgO – B ₂ O ₃	SiO ₂ менее 95 %
Толщина ткани, мм	0,27 ± 0,03	2,0 – 2,5
Тип плетения: а – полотняное (1/1); б – рогожка.		
Плотность, г/см ³	2,62	2,15
Поверхностная плотность без пропитки, г/м ²	285 ± 9	1 400
Осажденный графит на стеклоткани, г/м ²	100 – 150	300 – 400
Поверхностная плотность с пропиткой, г/м ²	333 ± 15	1 700
Коэффициент линейного расширения, 10 ⁻⁶ С ⁻¹	6	0,54
Модуль растяжения (упругости), ГПа	80 – 81	69 – 74
Предел прочности при растяжении, МПа	3 100 – 3 500	3 400
Предельная деформация (удлинение до разрыва) ε, %	4,6	5
Температура размягчения	916	> 1 200
Температура плавления, °С	1 200	1 670
Пропитка	эмульсия графитовая	

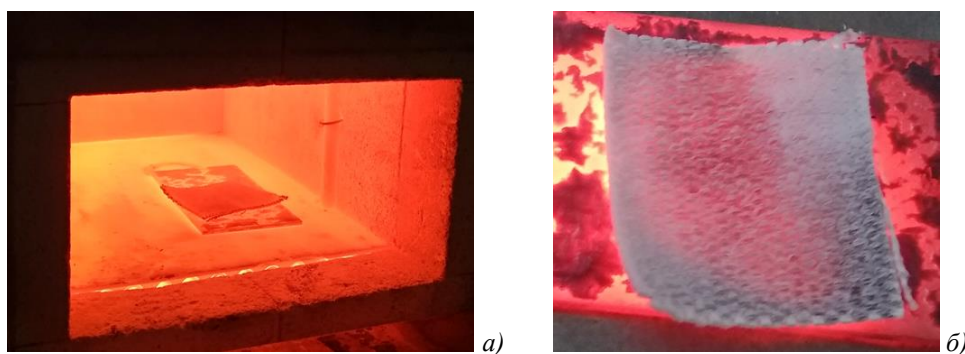


Рис. 2. Кремнезёмная ткань: а) в процессе нагрева до верхнего значения температуры штамповки; б) после нагрева

Исследование поведения ткани с пропиткой при штамповке

Эксперименты по горячей объёмной штамповке с применением первоначально разработанной РТ с графитовой пропиткой был проведён с применением РТ по ГОСТ 17139-2000 (данные в таблице 2 отсутствуют). Заготовки массой 380 кг из жаропрочных сплавов ЭП698 и ЭП742, нагретые до температуры 1 150°С, деформировались на гидравлическом прессе. Температура подогрева инструмента составляла 400°С. Ровинговую ткань укладывали в два слоя под углом 90° на поковку и в один слой на нижний инструмент (матрицу). В результате такого термомеханического нагружения ровинговая ткань разрушалась в процессе деформирования основного материала поковки. Это указывало на необходимость выбора более прочного и температуростойкого типа ткани.

Выводы и перспективы

Дальнейшие работы предполагается проводить на более прочных стекловолоконных тканях кремнезёмного типа, характеристики которых показаны в таблице 2. Применение в качестве основы высокотемпературного стеклянного волокна вместе с дополнительной пропиткой №1 (эмульсия графита) даёт возможность использовать материал не только в качестве огнеупорного/теплоизолирующего (с температурой эксплуатации до 1 300°C – 1 400°C) покровного материала, но и позволяет утверждать о потенциальном снижении трения на контактной поверхности с инструментом. Соответственно, это снизит износ и увеличит стойкость штамповой оснастки [10]. Также применение РТ с пропиткой позволит получить более качественную поверхность, обеспечить лучшую теплозащиту заготовки, уменьшить вероятность залипания заготовки в штампе и засорение гравюры штампа излишками графита, что также положительно влияет на повышение стойкости штампового инструмента. Предполагается проведение численного моделирования процесса горячей объёмной штамповки с усреднённым значением фактора трения, выбранного для описания РТ с графитовой пропиткой.

Литература

1. Абрамов А.Н. Оценка трибологических свойств технологических смазочных материалов / А.Н. Абрамов, В.Ю. Шолом, Л.Ш. Шустер // Кузнечно-штамповочное производство. 1996. - №10. - С.8-12.
2. Калпин Ю.Г. Определение коэффициента трения при горячей изотермической осадке / Ю.Г. Калпин, Г.В. Елисеев // Известия вузов. Машиностроение. 1976. №5. С.157-160.
3. Атрошенко А.П. Горячая штамповка труднодеформируемых материалов /А.П. Атрошенко, В.И. Федоров. Л.: Машиностроение, 1979. - 287с.
4. Барыкин Н.П. Высокотемпературные смазочные материалы для горячей обработки металлов давлением / Н.П. Барыкин, А.Х. Валеева, И.Ш. Валеев // Кузнечно-штамповочное производство и Обработка металлов давлением,-2004.-№10.-С. 34-35.
5. Дудеров И.Г., Матвеев Г.М., Суханов В.Б. Общая технология силикатов.- М.: Стройиздат, 1987. – 560с.
6. Солнцев С.С. Защитные технологические покрытия для горячей обработки давлением сталей и сплавов /С.С. Солнцев, В.А. Розененкова, Н.А. Миронова //Стекло и керамика. 2007. №6. - С.24-27.
7. Technical Data Sheet and Material Safety Data Sheet, Condatu 51, www.condat.com.
8. ТУ 0258-045-73103972-2018
9. ГОСТы: 56212-2014, 17139-2000, 19170-73.
10. Петров А.Н. Повышение стойкости штампов при горячей штамповке путем изыскания оптимальных технологических смазок на водной основе: дис. . канд. техн. наук: 05.03.05 / Московский государственный технический университет «МАМИ» М., 1988. – 142 л.

влияния вида сложного напряженно-деформированного состояния (НДС) материала, хотя известно, что в большинстве случаев материал в процессе эксплуатации работает при сложных термомеханических воздействиях [1, 2].

Проведение механических испытаний при сложном напряженном состоянии связано с существенными методическими трудностями и техническими ограничениями схем и режимов нагружения, способов реализации контролируемого НДС в рабочей зоне образца, а также способов регистрации и интерпретации получаемых результатов [1]. Представляет интерес развитие методик и научно-обоснованных подходов экспериментального изучения закономерностей и особенностей неупругого поведения и разрушения современных конструкционных металлов и сплавов на основе использования оригинальных образцов с усложненной геометрии [3-6], в рабочей области которых создается требуемое НДС, а также обеспечивается управление характеристиками нагружающей системы [7, 8].

Целью работы является экспериментальное исследование особенностей и эффектов пластического течения алюминийево-магниевого сплава в зависимости от вида сложного напряженного состояния, а также в телах с концентраторами. Предлагается методики испытаний с использованием образцов в форме круговых пластин, расположенных внутри жёсткого кругового обода и обода обратной кривизны [9]. При одноосном растяжении данных образцов в пластине возникает плоское напряженное состояние с главными напряжениями разных знаков. Четыре группы образцов изготовлены методом фрезерования, геометрические параметры которых подбирались с помощью численного моделирования в программном пакете Ansys. В центральной части пластины с жестким круговым ободом возникает неоднородное напряженное состояние – растяжение вдоль оси Oy (вдоль оси нагружения) и сжатие вдоль оси Ox . Отношение продольных и поперечных напряжений в этой точке:

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_x} = \frac{0,45 \cdot 10^{10} \text{Па}}{-0,14 \cdot 10^{10} \text{Па}} = -3,21 \quad (1)$$

В центральной части образца с ободом обратной кривизны отмечено двухосное растяжение, отношение продольных и поперечных напряжений:

$$\frac{\sigma_y}{\sigma_x} = \frac{0,42 \cdot 10^{10} \text{Па}}{0,16 \cdot 10^{10} \text{Па}} = 2,63 \quad (1)$$

Дополнительно часть образцов дополнены сквозным круговым отверстием в центральной части пластины диаметром 6,0 мм.

Механические испытания на одноосное растяжение реализованы на электромеханической испытательной системе Instron 5989 с постоянной скоростью кинематического нагружения $\dot{u}_0 = 5$ мм/мин при комнатной температуре. Образцы изготовлены из листового проката АМг6б толщиной 12 мм. Регистрация полей деформаций осуществлялась с использованием бесконтактной трехмерной цифровой оптической системы Vic-3D с комплектом камер высокого разрешения (Prosilica, 16 Мп). Анализ полей температур проведен с помощью инфракрасной тепловизионной системы FLIR SC7700M, оснащённой КРТ (кадмий-ртуть-теллур) детектором. Необходимо отметить, что в испытаниях обеспечена синхронизация процесса нагружения и съемки температурно-деформационных полей на основе применения АЦП-блока NI USB-6251.

На рис. 1 представлены диаграммы нагружения, полученные для образцов с жёстким круговым ободом и ободом обратной кривизны (кривые I), а также для пластин с круговым отверстием (кривые II). На графиках $P \sim u$ фиксируется начало проявления эффекта прерывистой текучести (точка 1, рис. 1, а), сопровождающееся процессом полосообразования. В качестве примера на рис. 2 приведена одиночная полоса локализованного пластического течения, полоса ПЛШ, зарегистрированная на

поверхности пластины с помощью оптических систем анализа температурно-деформационных полей.

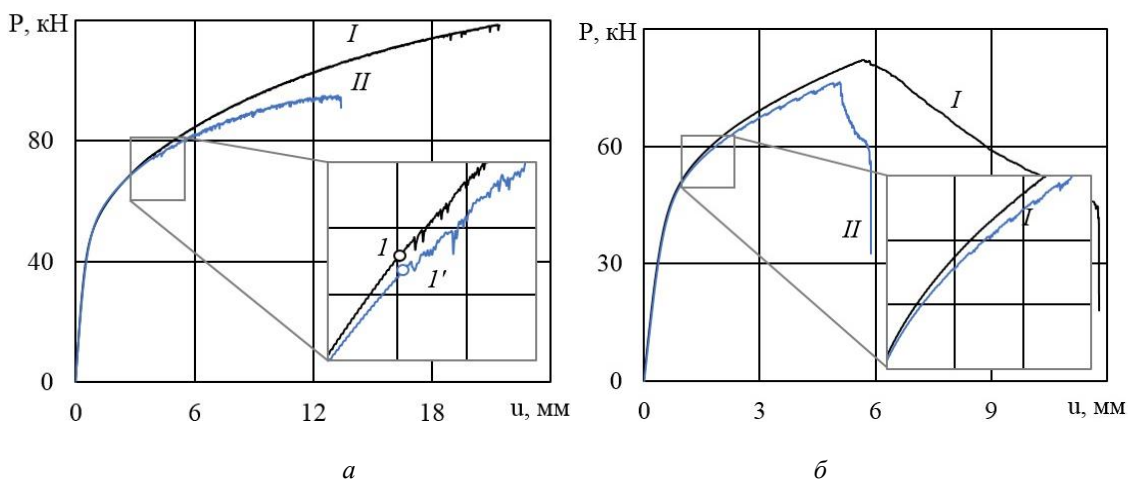


Рис.1. Диаграммы нагружения образцов в форме пластин с жестким круговым ободом (а) и ободом обратной кривизны (б) – кривые I, пластин со сквозным отверстием в рабочей части – кривые II

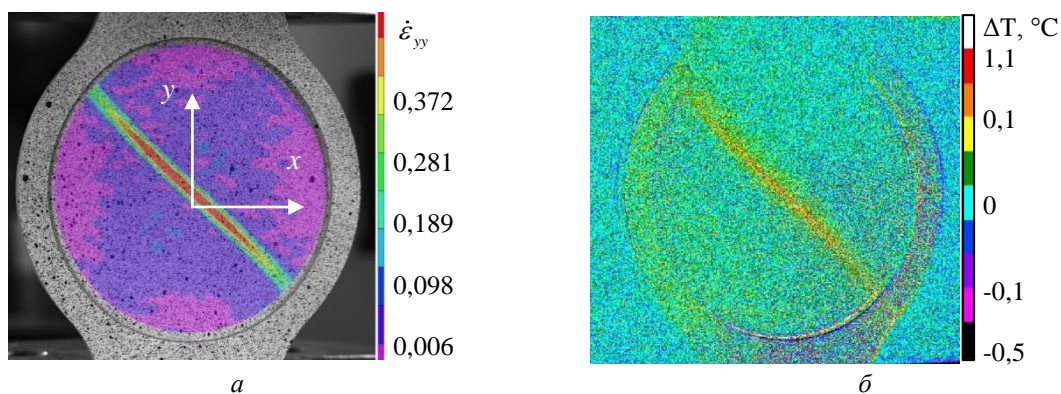


Рис.2. Неоднородное поля локальных скоростей продольных деформаций (а) и изменение температурного поля (б) в момент формирования одиночной деформационной полосы Портевена-Ле Шателье

Так как процесс формирования полос ПЛШ сопровождается незначительным локальным повышением температуры материала в результате активного пластического деформирования (рис. 2, б) использован высокочувствительный алгоритм обработки полей температур (high sensitivity mode), используемый для анализа малых изменений температур.

Представляет интерес оценка эффективности применения опытных образцов специализированной геометрии, в рабочей части которых реализуется сложное напряженное состояние: в пластине с жестким круговым ободом регистрируется растяжение вдоль оси Оу и сжатие вдоль оси Ох (рис. 3), для образца с ободом обратной кривизны – растяжение вдоль обеих осей (рис. 4).

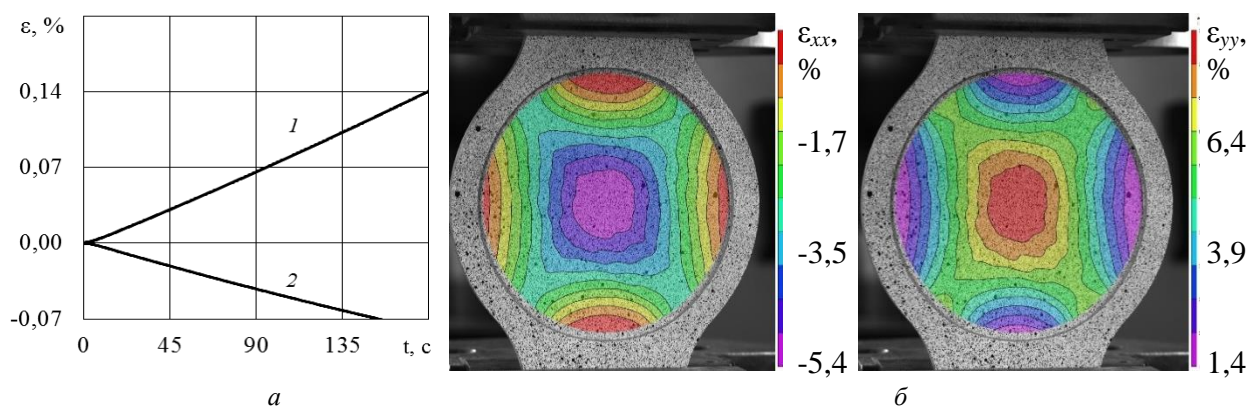


Рис.3. Временная зависимость продольной (кривая 1) и поперечной (кривая 2) деформации в процессе одноосного растяжения пластины с жестким круговым ободом (а) и конфигурация полей деформаций (б)

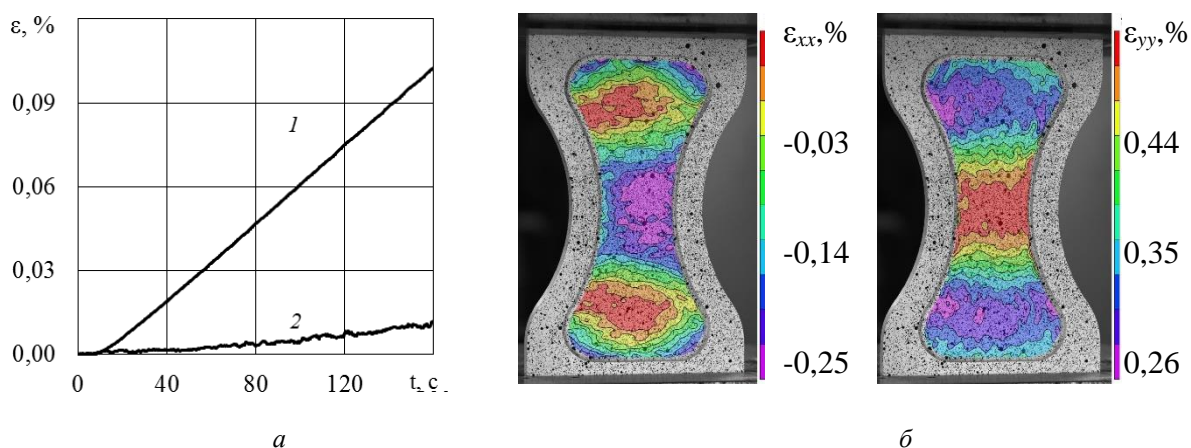


Рис.4. Зависимость продольной (кривая 1) и поперечной (кривая 2) деформации от времени в процессе одноосного растяжения пластины с жестким ободом обратной кривизны (а) и конфигурация полей деформаций (б)

Таким образом, показана эффективность применения образцов с ободом обратной кривизны совместно с оптическими методами регистрации полей деформаций и температур с целью изучения макролокализации пластического течения при сложном напряженном состоянии. Работа выполнена в Центре коллективного пользования «Центр экспериментальной механики» ПНИПУ при финансовой поддержке РФФ (№ 18-79-00242).

Работа поддержана РФФ, проект № 18-79-00242

Литература

1. Лебедев А.А., Ковальчук Б.И., Гигиняк Ф.Ф., Ламашевский В.П. Механические свойства конструкционных материалов при сложном напряженном состоянии: Под общей ред. Акад. НАН Украины А.А. Лебедева / К.: Издательский Дом «Ин Юре», 2003. – 540 с.
2. Ломакин Е.В., Мельников А.М. Пластическое плоское напряженное состояние тел, свойства которых зависят от вида напряженного состояния // Вычислительная механика сплошных сред. 2009. – Т. 2. № 2. – С. 48-64.
3. Jones, E.M.C., Carroll, J.D., Karlson, K.N., etc. Parameter covariance and non-uniqueness in material model calibration using the virtual fields method // Computational Materials Science. – 2018. – Vol. 152. – P. 268–290.
4. Kim, J.-H., Barlat, F., Pierron, F., Lee, M.-G. Determination of anisotropic plastic constitutive parameters using the virtual field method // Experimental Mechanics. – 2014. – Vol. 54, Issue 7.

– P. 1189–1204.

5. *Pottier, T., Toussaint, F., Vacher, P.* Contribution of heterogeneous strain field measurements and boundary conditions modelling in inverse identification of material parameters // *European Journal of Mechanics, A/Solids*. – 2011. – Vol. 30, Issue 3. – P. 373-382.

6. *Grédiac, M., Pierron, F.* Applying the virtual fields method to the identification of elasto-plastic constitutive parameters // *International Journal of Plasticity*. – 2006. – Vol. 22, № 4. – P. 602-627.

7. *Вильдеман В.Э., Чаусов Н.Г.* Условия деформационного разупрочнения материала при растяжении образца специальной конфигурации // *Заводская лаборатория. Диагностика материалов*. – 2007. – Т. 73, № 10. – С. 55–59.

8. *Tretyakova T.V., Vildeman V.E.* Influence the loading conditions and the stress concentrators on the spatial-time inhomogeneity due to the yield delay and the jerky flow: study by using the digital image correlation and the infrared analysis // *Frattura ed Integrita Strutturale*. – 2017. – Т. 11, № 42. – С. 314–325.

9. Патент 244682 РФ. Образец для испытания материалов при плоском напряженном состоянии / В.В. Венгжен, Г.В. Исаханов // *Бюл.* 1969, № 18.

**ВЗАИМОСВЯЗЬ ГЕОМАГНИТНЫХ БУРЬ С
ФУНКЦИОНИРОВАНИЕМ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКИХ ОБЪЕКТОВ¹**
*THE CORRELATION OF GEOMAGNETIC STORMS WITH THE OPERATION
OF ELECTROMECHANICAL OBJECTS*

Тумакова Е.В. – старший преподаватель
МГТУ им. Н.Э. Баумана
tumakova_ekaterina91@mail.ru

Abstract. A description of the influence of space weather parameters on electromechanical objects is given in the work. Geo-induced currents are considered as the main source of danger for electromechanical objects. A comparison of the experimental data obtained at the Surgut state district power station-2 with the data of the IZMIRAN archive is carried out.

Key words: electromechanical objects, space weather, geomagnetic storms.

Аннотация. В работе приводится описание влияния параметров космической погоды на электромеханические объекты. Рассматриваются геоиндуцированные токи, как основной источник опасности для электромеханических объектов. Проводится сравнение экспериментальных данных, полученных на Сургутской ГРЭС-2, с данными архива ИЗМИРАН.

Ключевые слова: электромеханические объекты, космическая погода, геомагнитные бури.

Влияние космической погоды на функционирование электромеханических объектов на сегодняшний день является малоизученным и, как следствие, актуальным вопросом. Под термином «космическая погода» понимается комплекс процессов, происходящих на Солнце и в гелиосфере, создающий прямые или опосредованные риски для нормального функционирования природных, технологических и биологических систем, находящихся на Земле, в околоземном пространстве и в любой точке солнечной системы [1].

Космическая погода оказывает негативное воздействие на человека и космическую деятельность, порождая многочисленные риски и потери. Сильные авроральные токи в периоды геомагнитных бурь могут разрушить и повредить современные линии электропередач, вызвать повышенную коррозию нефте- и газопроводов [2].

Магнитосфера Земли является динамической системой, реагирующей на изменения параметров солнечного ветра. В периоды магнитосферных возмущений различные части магнитосферной токовой системы, в том числе кольцевой ток, ионосферные токи, токи в хвосте магнитосферы и на магнитопаузе испытывают значительные изменения. На поверхности Земли изменения магнитосферных токов проявляются в вариациях локального геомагнитного поля. Помимо этого, изменение во времени магнитосферных токов и токов в ионосфере возбуждает на поверхности Земли геоэлектрическое поле, которое может стать причиной развития токов в токопроводящих технологических сетях. Такие токи принято называть теллурическими или геоиндуцированными токами [3]. По данным, полученным из [4], самое большое когда-либо измеренное значение геоиндуцированного тока составляет 320 А в нейтрали трансформатора (107 А на фазу) в Швеции во время геомагнитной бури в апреле 2000 года. Диапазон частот геоиндуцированных токов составляет от 0,0001 до 1 Гц. За последние 30 лет произошло несколько крупных аварий на электромеханических объектах, вызванные геомагнитными бурями. Самой крупной магнитной бурей является буря, прошедшая в октябре-ноябре

¹ Работа поддержана в рамках НИР 9.4968.2017/БЧ по выполнению инициативных научных проектов базовой части государственного задания

2003 года. В результате этой бури только в Швеции и Дании без электроснабжения осталось около 5 млн. человек.

На подстанциях линий электропередач, геоиндуцированные токи текут через трансформаторные обмотки и по заземлению. В энергетических системах эти токи приводят к насыщению трансформаторов, их перегреву и разрушению [5].

В данной работе приводится сопоставление экспериментальных данных, записанных на Сургутской станции ГРЭС-2 летом 2010 года, с данными о вариациях магнитного поля Земли, и индексами геомагнитной активности из архива геофизических данных ИЗМИРАН (Федерального государственного бюджетного учреждения науки «Институт Земного магнетизма, ионосферы и распространения радиоволн им. Н.В. Пушкова Российской Академии наук»).

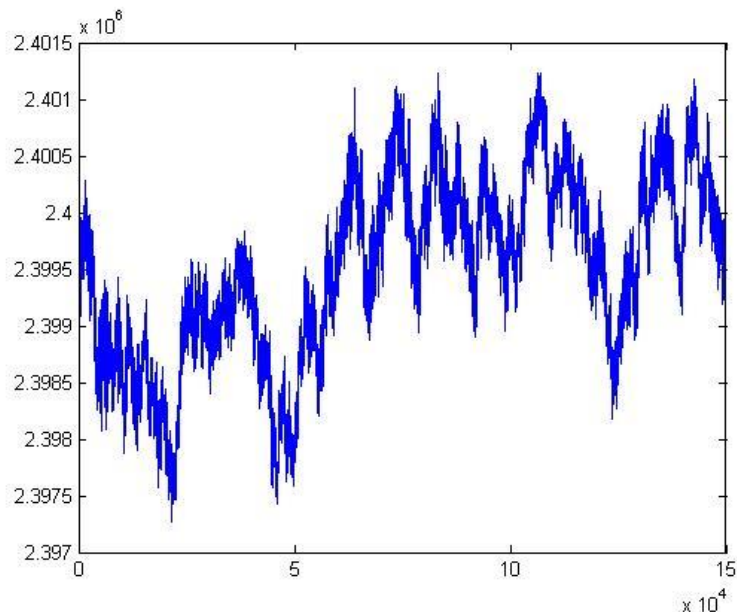


Рис. 1. Хронограмма, 16.06.2010

Сургутская ГРЭС-2 – крупнейшая тепловая электростанция (ГРЭС) России, расположенная в городе Сургут Ханты-Мансийского автономного округа вблизи водохранилища ГРЭС на реке Чёрная [6]. С помощью фазохронометрической системы, подробно описанной в [7-9], были получены хронограммы вращения турбины ГРЭС. Пример хронограммы приведён на рисунке 1. Данная хронограмма была записана 16 июня 2010 года в 18 ч 50 мин по Московскому времени. Эта хронограмма выделяется среди других хронограмм наличием резких скачков.

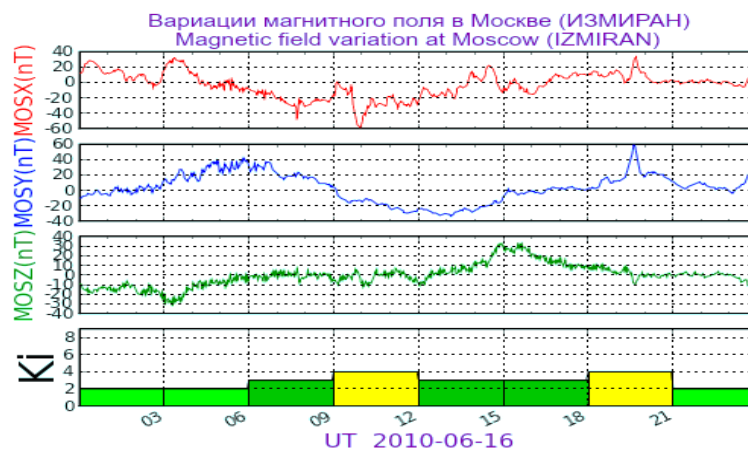


Рис. 2. Данные ИЗМИРАН, 16.06.2010

С 1998 года в ИЗМИРАН работает Центр прогнозов космической погоды – гелиогеофизическая служба, в которой результаты фундаментальных исследований по проблемам солнечно-земной физики практически используются для ежедневного прогнозирования различных параметров космической погоды на различные сроки упреждения и для оперативного обеспечения этими прогнозами потребителей [1].

С помощью архива геофизических данных ИЗМИРАН, приведённого на сайте <http://forecast.izmiran.ru> [10], были получены данные о вариациях магнитного поля Земли, а также индексы геомагнитной активности в указанную дату (16.06.2010) (рисунок 2). Как следует из архивных данных [10] 16 июня наблюдалась слабая геомагнитная буря (индекс $K_p=4$).

Таким образом, в результате сопоставления данных удалось выявить совпадение нестабильности в работе турбоагрегата ГРЭС-2 с датой прохождения магнитной бури. Данные результаты являются начальным этапом в работе по разработке единой информационно-измерительной системы мониторинга состояния электромеханических объектов с учётом влияния магнитных бурь с целью предотвращения крупных аварий.

Работа поддержана в рамках НИР 9.4968.2017/БЧ по выполнению инициативных научных проектов базовой части государственного задания

Литература

1. Гайдаш С.П., Белов А.В., Абуни А.А., Абунина М.А. Центр прогнозов космической погоды (ИЗМИРАН) // В сборнике: Практические аспекты гелиогеофизики Материалы специальной секции «Практические аспекты науки космической погоды» 11-й ежегодной конференции «Физика плазмы в Солнечной системе». Сер. "Прикладные аспекты космической погоды» Под редакцией А.А. Петруковича, А.М. Мёрзлого, С.Ю. Хабибулина. 2016. С. 22-32.
2. Кузнецов В.Д. Космическая погода и риски космической деятельности // Космическая техника и технологии. 2014. № 3 (6). С. 3-13.
3. Воробьев А.В., Пилипенко В.А., Сахаров Я.А., Селиванов В.Н. Статистические взаимодействия вариаций геомагнитного поля, аврорального электроджета и геиндуцированных токов // Солнечно-земная физика. 2019. Т. 5. № 1. С. 48-58.
4. Pulkkinen, A., Pirjola, R., Viljanen, A.: Statistics of extreme geomagnetically induced current events, Space Weather, 6, S07001, 2008.
5. Синицын Д.В., Клибанова Ю.Ю. Физическое обоснование возникновения геомагнитных индуцированных токов и их воздействие на электрические сети // В сборнике: Научные исследования студентов в решении актуальных проблем АПК. Материалы всероссийской научно-практической конференции. Иркутск, 2019. С. 123-128.
6. ЮНИПРО. URL: <http://www.unipro.energy/about/structure/affiliate/surgutskaya> (дата обращения: 09.09.2019).
7. Киселев М. И. [и др.]. Прецизионное исследование работы турбоагрегата оптико-электронными средствами // Теплоэнергетика. 2006. №11. С. 10 – 13.
8. Бережко И. А., Гостюхин О. С., Комшин А. С. Информационные измерительные фазохронометрические системы для диагностики в области электроэнергетики // Приборы, 2014. № 5. С. 13 – 17.
9. Ермаков К. С., Тумакова Е. В. Информационно-измерительная система для контроля электрических и механических параметров электродвигателя // Наука и образование: научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2015. № 10. С. 171 – 180.
10. Геофизические данные ИЗМИРАН. URL: <http://forecast.izmiran.ru> (дата обращения: 09.09.2019).

**РАСЧЁТ ОСВЕЩЁННОСТИ ПОВЕРХНОСТИ ИСТОЧНИКОМ
СЛОЖНОЙ ФОРМЫ**
*THE CALCULATION OF THE LIGHT SOURCE OF THE SURFACE COMPLEX
FORMS*

Федорова Е.Д. – студентка

ФГБОУ ВО «Московский государственный строительный университет» (НИУ)

elenka.fedorova.9912@list.ru

Abstract. The aim of the work is to calculate the power of the radiant energy flux from different light sources. The relevance of the study is explained by the gradual transition to fundamentally new light sources, in which not only the spectrum, but also the distribution of energy along the radiator is changed. In technology, point light sources are replaced by distributed emitters. In distributed sources, energy is emitted either by an extended line or by a luminous surface. The practical orientation of the work is proved by the introduction of distributed illumination of surfaces into the technique both in everyday life and in instrument making. To assess the energy efficiency of different light sources it was necessary to conduct a comparative analysis of typical devices.

Key words: light, illuminance, photometry, light source, lamp.

Аннотация. Цель работы заключается в расчёте мощности потока лучистой энергии от различных источников света. Актуальность исследования объясняется постепенным переходом к принципиально новым источникам света, в которых изменён не только спектр, но и распределение энергии по излучателю. В технике происходит замена точечных источников света распределёнными излучателями. В распределённых источниках энергия излучается либо протяжённой линией, либо светящейся поверхностью. Практическая направленность работы доказана внедрением в технику распределённых подсветок поверхностей как в быту, так и в приборостроении. Для оценки энергоэффективности различных источников света необходимо было провести сравнительный анализ типовых устройств.

Ключевые слова: свет, освещённость, фотометрия, источник света, лампа.

Современные здания и сооружения характеризуются сложным и оригинальным дизайном не только внешней архитектуры, но и в интерьере, в том числе в системе освещения помещений. Источники света часто имеют сложную форму. Всё чаще применяются не точечные, а распределённые источники света, которые могут быть нескольких видов [1].

1) Линейные распределённые источники света типа традиционных люминесцентных трубчатых ртутных ламп, например, типа ЛБ40.

2) Поверхностные распределённые источники света, например, со светящимися светодиодными панелями или с поверхностными рассеивателями световой энергии.

3) Объёмные источники света, которые применяются пока в основном для декоративного дизайна или рекламы.

Какой бы вид не имел источник света, неизменными остаются требования Санитарных норм и правил (СНиП) к освещённости помещений в зависимости от их назначения. Например, самые жёсткие требования с освещённостью до 500 Лк предъявляются к школьным учебным кабинетам. Не менее жёсткие требования с освещённостью до 600 Лк применяются к швейным цехам. Особые требования разработаны для медицинских помещений, особенно операционных комнат. В любом случае целесообразно уметь теоретически определять освещённость помещения любыми источниками света, в том числе распределёнными даже самой сложной формы.

Самый простой вариант освещения – это один центральный точечный источник света.

Получена следующая формула для интегральной мощности освещения поверхности квадрата со стороной a точечным источником света, расположенным на высоте h над центром квадрата: $N_1 = 4I \arctg \frac{a^2}{2h\sqrt{h^2 + \frac{a^2}{2}}}$.

Для решения задачи о сложной форме источника света надо изучить точечный нецентральный источник. Расчёт интегральной мощности освещения квадрата произвольным точечным нецентральный источником выполнен по следующей методике. Точечный источник света с силой света I , например, $I = 1$ кд, расположен на высоте h над квадратом со стороной a в произвольной точке. Требуется определить мощность излучения от этого источника, которое проходит через поверхность квадрата. Расчётная схема показана на рис. 1.

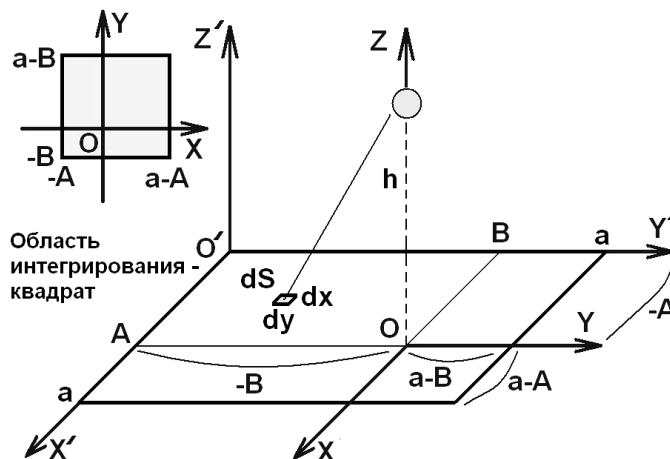


Рис. 1. Схема освещённости квадрата точечным нецентральный источником

Положение нецентрального источника света задаётся двумя отступами A и B от сторон квадрата. Если $A = B = \frac{a}{2}$, то источник света становится центральным, поэтому для него должна быть справедлива формула интегральной мощности, полученная в соответствующем параграфе работы. Отступы A и B от сторон квадрата имеют размерность длины (метры) и находятся в пределах $A, B \in [0; \frac{a}{2}]$. Косинус угла падения лучей света от точечного источника на элементарную площадку определяется формулой $\cos \alpha = \frac{h}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}}$. Величина освещённости вычисляется по закону фотометрии $E = \frac{I \cos \alpha}{r^2} = \frac{I \cos \alpha}{x^2 + y^2 + h^2} = \frac{I \cos \alpha}{(x^2 + y^2 + h^2)^{\frac{3}{2}}}$. Освещённость представляет собой распределение

мощности световой энергии по исследуемой поверхности $E = \frac{dN}{dS} = \frac{I \cos \alpha}{(x^2 + y^2 + h^2)^{\frac{3}{2}}}$. Из этой формулы определяется мощность освещения элементарной площадки $dN = \frac{I \cos \alpha}{(x^2 + y^2 + h^2)^{\frac{3}{2}}} dS$. Для определения интегральной мощности освещения надо

суммировать мощности освещения всех элементарных площадок поверхности, то есть выполнить интегрирование. $N = \iint_{(S)} dN = \int_{(S)} \frac{I h}{(x^2 + y^2 + h^2)^{\frac{3}{2}}} dS$

Интегрирование выполняется в декартовых координатах, начало которых расположено в центре квадрата, имеющего сторону a .

$$N = \int_{(S)} \frac{I h}{(x^2 + y^2 + h^2)^{\frac{3}{2}}} dx dy = \int_{x=-A}^{x=a-A} dx \int_{y=-B}^{y=a-B} \frac{I h}{(x^2 + y^2 + h^2)^{\frac{3}{2}}} dy =$$

$$Ih \int_{x=-A}^{x=a-A} dx \int_{y=-B}^{y=a-B} \frac{1}{(x^2 + y^2 + h^2)^{\frac{3}{2}}} dy.$$

Для выполнения дальнейших преобразований удобно воспользоваться справочником [2, с.92, интеграл 17], в котором приводится следующая формула для искомой первообразной $\int \frac{dx}{(x^2+a^2)^{\frac{3}{2}}} \pm \frac{x}{a^2\sqrt{x^2+a^2}} + C$. Применяя эту формулу [2, с.92, интеграл 17], к искомому интегралу, получаем следующие выражения:

$$N \quad Ih \int_{x=-A}^{x=a-A} \frac{y}{(x^2+h^2)\sqrt{y^2+x^2+h^2}} \Big|_{y=-B}^{y=a-B} dx$$

$$Ih \int_{x=-A}^{x=a-A} \left[\frac{a-B}{(x^2+h^2)\sqrt{(a-B)^2+x^2+h^2}} + \frac{B}{(x^2+h^2)\sqrt{B^2+x^2+h^2}} \right] dx.$$

Для выполнения дальнейших преобразований удобно воспользоваться справочником [2, с.94, интеграл 11], в котором приводится следующая формула для искомой первообразной

$$\int \frac{dx}{(x^2+b^2)\sqrt{x^2+a^2}} = \frac{1}{b\sqrt{a^2-b^2}} \arctg \frac{x\sqrt{a^2-b^2}}{b\sqrt{x^2+a^2}} + C, \quad a^2 > b^2.$$

Применяя эту формулу [2, с.94, интеграл 11], к искомому интегралу, получаем

$$\text{следующие выражения: } N \quad I \left[\arctg \frac{(a-B)(a-B)}{h\sqrt{h^2+(a-A)^2+(a-B)^2}} + \arctg \frac{A(a-B)}{h\sqrt{h^2+A^2+(a-B)^2}} + \right. \\ \left. + \arctg \frac{(a-A)B}{h\sqrt{(a-A)^2+h^2+B^2}} + \arctg \frac{AB}{h\sqrt{A^2+h^2+B^2}} \right].$$

Получена следующая формула для интегральной мощности освещения поверхности квадрата со стороной a точечным источником света, расположенным в произвольной точке на высоте h над квадратом с отступами A и B от его сторон:

$$N_{\text{пр}} \quad I \left[\arctg \frac{(a-B)(a-B)}{h\sqrt{h^2+(a-A)^2+(a-B)^2}} + \arctg \frac{A(a-B)}{h\sqrt{h^2+A^2+(a-B)^2}} + \right. \\ \left. + \arctg \frac{(a-A)B}{h\sqrt{(a-A)^2+h^2+B^2}} + \arctg \frac{AB}{h\sqrt{A^2+h^2+B^2}} \right].$$

Размерность величин в правой и в левой частях этой формулы соответствует мощности (Вт). Асимптотический анализ позволяет выявить закономерности мощности интегральной освещённости квадрата при бесконечном удалении от него источника света или при расположении источника на поверхности квадрата в произвольной точке или над квадратом в произвольной точке. При бесконечном удалении источника света от квадрата получаем нулевое значение интегральной мощности освещения, что соответствует положению фотометрии для убывания величины освещённости по закону обратных квадратов от расстояния: $\lim_{h \rightarrow +\infty} N_{\text{пр}} = I(0 + 0 + 0 + 0) = 0$. При размещении точечного источника света в центре квадрата, то есть при нулевой высоте ($h = 0$), получаем формулу для мощности излучения в каком-то приведённом телесном угле: $\lim_{h \rightarrow 0} N_{\text{пр}}$

$I \left(\frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} + \frac{\pi}{2} \right) = 2\pi I$. Полученное значение последнего предела хорошо согласуется с физическим смыслом задачи об освещении квадрата положенным на него в центре точечным источником света и с законом сохранения энергии. В этом случае вся энергия от источника света распределяется по двум одинаковым телесным углам: 2π (стерадиан) под источником света, где расположена плоскость освещаемого квадрата, и 2π (стерадиан) над источником света, где находится свободное пространство, в которое энергия излучения уходит в бесконечность. Этот проверочный асимптотический результат полностью совпадает со случаем асимптотик для точечного центрального источника

света, исследованного первым в самом начале работы. Полученная формула позволяет перейти к расчёту освещённости помещения квадратной формы источником света любой формы [3-5]. Для этого сначала надо определить элементарную плотность потока энергии распределённого источника света с площадью S по формуле

$$\frac{dN_{\text{пр}}(x; y)}{S} = I \left[\operatorname{arctg} \frac{(a-y)(a-y)}{h\sqrt{h^2 + (a-x)^2 + (a-x)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{x(a-y)}{h\sqrt{h^2 + x^2 + (a-y)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{(a-x)y}{h\sqrt{(a-x)^2 + h^2 + y^2}} + \operatorname{arctg} \frac{xy}{h\sqrt{x^2 + h^2 + y^2}} \right].$$

Потом предполагаем, что источник света состоит из множества элементарных точечных источников с указанной плотностью энергии, поэтому выполняем интегрирование по равномерно светящейся плоской поверхности D сложной формы.

$$N = I \left[\iint_D \left(\operatorname{arctg} \frac{(a-y)(a-y)}{h\sqrt{h^2 + (a-x)^2 + (a-x)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{x(a-y)}{h\sqrt{h^2 + x^2 + (a-y)^2}} + \operatorname{arctg} \frac{(a-x)y}{h\sqrt{(a-x)^2 + h^2 + y^2}} + \operatorname{arctg} \frac{xy}{h\sqrt{x^2 + h^2 + y^2}} \right) dx dy \right].$$

Под двойным интегралом находится сложная функция. Аналитически продолжать вычисления не получится из-за неберущихся интегралов. Необходимо применить численные компьютерные методы расчётов. Эти методы аналогичны определению массы неоднородной плоской пластины с заданной поверхностной плотностью, которая записана как функция двух переменных под двойным интегралом. Численные расчёты нескольких вариантов распределённых источников света сложных форм доказали правильность разработанной методики.

Литература

1. Элементарный учебник физики. Учеб. пособие. В 3-х т. / Под ред. Г.С.Ландсберга: Т.3. Колебания и волны. Оптика. Атомная и ядерная физика. – 13-е изд. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2004. – 656 с.
2. Интегралы и ряды. Прудников А.П., Брычков Ю.А., Маричев О.И. – М.: Наука. Гл. ред. физ-мат. лит., 1981. – 800 с.
3. Федорова Е.Д. Расчёт освещённости поверхности элемента приёмника излучения точечными и распределёнными источниками света / Материалы Международного молодёжного научного форума "Ломоносов 2019" 8-12 апреля 2019 г. - М.: МГУ им. М.В.Ломоносова. - ISBN 978-317-06100-5.
4. Федорова Е.Д., Лебедев В.В. Новый бестеневого распределённый источник света / Четвёртый междисциплинарный научный форум с международным участием "Новые материалы и перспективные технологии". - Москва, 27-30 ноября 2018 г. - Сборник материалов. - Том 1. - М.: ООО "Буки Веди", 2018. - 914 с. - ISBN 978-5-4465-20-56-5. - С.863-869. - Электронный ресурс: <https://n-materials.ru/>
5. Федорова Е.Д. Новый бестеневого источник света и его применение в строительстве, медицине и электронике / Сборник тезисов III Международной школы-конференции студентов, аспирантов и молодых учёных "Материалы и технологии XXI века" 29-31 октября 2018. - Казань: Казанский (Приволжский) федеральный университет, 2018. - 326 с. - Секция 1: "Медицина 21 века". - С.88. - Электронный ресурс: <http://www.mt21kpfu.com/>

**ИЗУЧЕНИЕ ВЛИЯНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЧИСЛЕННОГО
МОДЕЛИРОВАНИЯ НА РЕШЕНИЯ КРАЕВЫХ ЗАДАЧ О
РАЗРУШЕНИИ ТЕЛ С ТРЕЩИНОПОДОБНЫМИ ДЕФЕКТАМИ¹**
*STUDYING THE INFLUENCE OF NUMERICAL SIMULATION PARAMETERS
ON THE SOLUTIONS OF BOUNDARY VALUE PROBLEMS ON THE
DESTRUCTION OF BODIES WITH CRACK-LIKE DEFECTS*

Феклистова Е.В. – аспирант, младший научный сотрудник, **Вильдеман В.Э.** – д-р физ.-мат. наук, директор, **Третьяков М.П.** – канд. физ.-мат. наук, старший научный сотрудник
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
cem.feklistova@mail.ru

Abstract. The work is devoted to the study of damage accumulation processes in solving problems of the destruction of bodies with crack-like defects. We consider such parameters of numerical modeling as the magnitude of the step of loading, finite element mesh, the spread of the strength properties of finite elements.

Key words: fracture criterion, numerical modeling, crack propagation, mathematical model.

Аннотация. Работа посвящена изучению процессов накопления повреждений при решении задач о разрушении тел с трещиноподобными дефектами. Рассматриваются такие параметры численного моделирования как величина шага нагружения, конечно-элементная сетка, разброс прочностных свойств конечных элементов.

Ключевые слова: критерий разрушения, численное моделирование, развитие трещины, математическая модель.

Для уточненного моделирования процессов развития дефектов и протекания процессов разрушения требуется более полное понимание процессов, сопровождающих закритическое деформирование материалов, что связано с получением соответствующих экспериментальных и теоретических данных о поведении конструкций при различных видах напряженно-деформированного состояния. При этом, математические модели, описывающие поведение материалов должны точно отражать основные эффекты поведения при нагружении, описывать основные стадии развития повреждений в материалах и учитывать влияние этих повреждений на процессы деформирования и разрушения [1, 2].

Изначально присутствующие в материале дефекты структуры, такие как пустоты, раковины, вкрапления других материалов могут становиться очагами возникновения трещин и приводить к разрушению. При моделировании используются различные подходы для имитации прорастания трещины, так в [3, 4] используется подход, согласно которому каждый конечный элемент является элементом материала с некоторым числом зерен. Развитие трещины имитируется последовательным разрушением элементов согласно закону накопления повреждений и выбранному критерию разрушения. В разрушенных элементах уменьшается жесткость на несколько порядков по сравнению с жесткостью окружающего материала. При этом, размер элемента является шагом приращения длины трещины в области разрушения конструкции. Однако, такой подход может применяться только для моделирования трещин с заранее заданным направлением подрастания. Так как разрушение представляет собой процесс многоуровневый и многостадийный [5, 6], включающий стадию зарождения и развития микродефектов с последующим их слиянием в одну или несколько магистральных трещин, то более перспективными для использования могут оказаться подходы, основанные на применении для анализа процессов разрушения соотношений механики поврежденной среды, позволяющие

¹ Работа поддержана РФФ, проект № 16-19-00069

прогнозировать весь процесс развития дефектов в материале от момента их зарождения до предельного раскрытия магистральной трещины.

Однако, при использовании численных расчетов для моделирования физических процессов необходимо учитывать большое количество факторов, непосредственно влияющих на результаты расчета. К таким параметрам относят тип конечно-элементной сетки, число элементов в расчетной области, их качество, разброс упругих и прочностных характеристик и т.д. Так, в [7] изучалась зависимость некоторых результатов расчета от параметров разбиения неструктурированной сетки. При этом, при решении задач о разрушении, некоторыми исследователями отмечалось, что трещина может отклоняться в ту или иную сторону, вне зависимости от своего «истинного» направления, соответствующего физике процесса разрушения. Для минимизации данного явления авторами [8, 9, 10] моделируется двухуровневая конечно-элементная сетка, которая при подрастании автоматически перестраивается, другие же исследователи, чтобы уменьшить чувствительность конечно-элементной сетки сформулировали собственные модели, в которых результат не зависит от размера конечного элемента [11]. Наряду с влиянием конечно-элементной сетки также отмечалось, что на протекание процесса разрушения влияет разброс прочностных свойств в элементах структуры [12, 13].

В рамках настоящей работы рассматриваются особенности формирования условий макроразрушения при различных характеристиках закона распределения случайных прочностных констант. Для решения используется двухуровневая структурно-феноменологическая модель [14]. Численное решение математической модели реализовано через поэтапный процесс разрушения, описанный на языке программирования APDL. Алгоритм описания процесса деформирования и разрушения включает в себя построение конечно-элементной модели исследуемой области, приложение граничных условий в перемещениях и расчет напряженно-деформированного состояния. Происходит выборка элементов, удовлетворяющих критерию разрушения с последующей деградацией жёсткости материала, вследствие чего, элемент исключается из дальнейшего расчета. При этом, процесс деградации свойств в подвергнутых разрушению элементах производится единожды, а новые свойства применяются на следующей итерации. За одну итерацию разрушается только один конечный элемент. Численный расчёт продолжается до образования сквозной магистральной трещины.

Стохастичность процесса разрушения рассматривается на примере одноосного растяжения однородных квадратной пластины с длиной стороны $L=0.2$ м, нижняя грань которой закреплялась по продольной оси y , левая грань закреплялась по оси x . При этом, растягивающие усилия в форме перемещения вдоль оси y прикладывались к верхней грани (рис. 2, а). Процесс разрушения проводился с разбросом прочностных свойств элементов по нормальному закону распределения со средним значением прочностных свойств $\sigma_{cp}=150$ МПа и коэффициентом вариации $K_v=0.52$.

В результате решения строится диаграмма деформирования, изображенная на рисунке 1 и картины зон разрушения (рис. 2), соответствующие точкам, отмеченным на рисунке 1. Наблюдаются стадии рассеянного накопления повреждения (рис. 2, а) когда дефекты распределены по объему пластины и фактически не взаимодействуют друг с другом; локализации процесса разрушения (рис. 2, б, в) при которой поле напряжений дефектов, оказавшиеся на некотором близком расстоянии начинает взаимодействовать и в пространстве между двумя близким дефектами возникает большая концентрация напряжений, что приводит к разрушению в этой области. В результате чего дефекты объединяются, образуя трещину большего размера, которая создает еще большую концентрацию напряжений. В дальнейшем трещины большего размера также начинают взаимодействовать и сливаться, образуя одну или несколько магистральных трещин (рис. 2, г, д), которые приводят к разрушению образца (рис. 2, е).

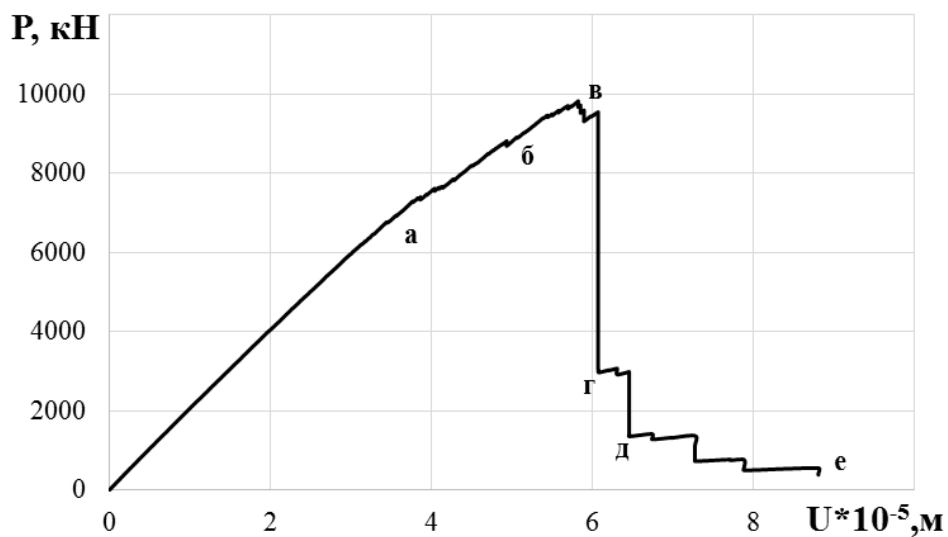


Рис.1. Расчетная диаграмма деформирования

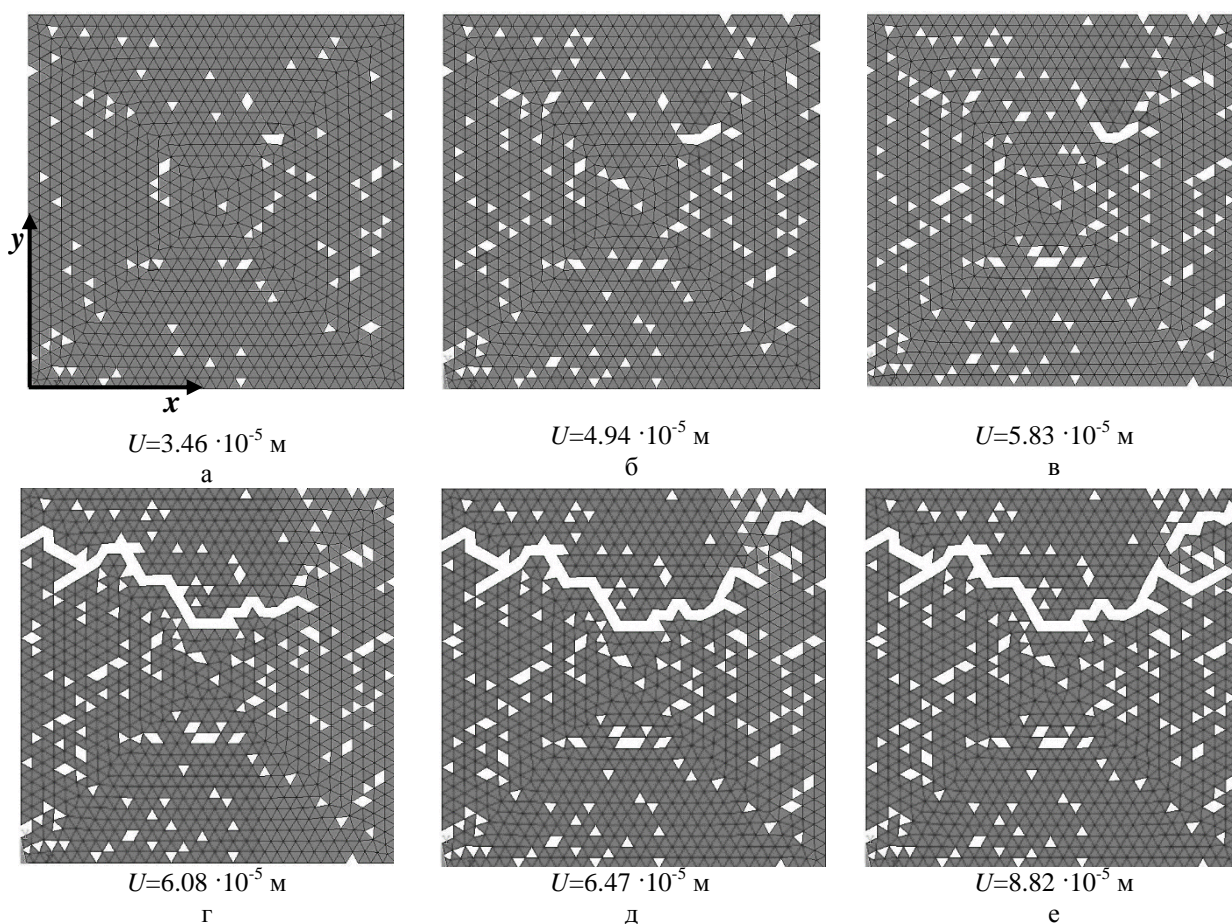


Рис.2. Картины зон разрушения, построенные точкам диаграммы деформирования (а-е), изображенной на рисунке 1

Таким образом, в данной работе проведен анализ научной литературы в области исследования параметров и подходов численной реализации процесса разрушения. На основе двухуровневой структурно-феноменологической модели разработан алгоритм, реализованный в виде программного кода на языке программирования APDL, описывающий процесс разрушения тел при случайном распределении прочности прочностных свойств конечных элементов. Получены данные численного моделирования процессов развития трещин в материале на основе используемой модели.

Литература

1. Вильдеман В.Э., Ломакин Е.В., Третьяков М.П., Третьякова Т.В., Лобанов Д.С. Экспериментальные исследования закритического деформирования и разрушения конструкционных материалов. — Пермь: Изд-во ПНИПУ, 2018. — 156 с.
2. Вильдеман В.Э., Третьяков М.П. Экспериментальное изучение закритического деформирования и разрушения сталей при высоких температурах // Вестник ПНИПУ. Механика. — 2019. — № 1. — С.27–37.
3. Гучинский Р.В., Петин С.В. Прогнозирование развития четверть эллиптической трещины усталости с помощью конечно-элементного моделирования накопления повреждений// Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies 2015 8. Issue 7. — pp. 890-900
4. Гучинский Р.В., Петин С.В. Численное моделирование распространения полуэллиптической трещины усталости на основании оценки накопления повреждений // Вычисл. мех. сплош. сред. — 2015. — Т. 9, № 4. — С. 376-385.
5. Вильдеман В.Э., Соколкин Ю.В., Зайцев А.В. Эволюция структурных повреждений и макроразрушение неоднородной среды на закритической стадии деформирования// Механика композиционных материалов. — 1997. — Т.33, № 3. —С. 329-339.
6. Вильдеман В.Э., Соколкин Ю.В., Ташкинов А.А. Механика неупругого деформирования и разрушения композиционных материалов. М.: Наука, 1998. - 288 с.
7. Веретенников С.В., Баранов С.Н. Влияние параметров сетки на результаты численного моделирования// Прикладная математика, механика и процессы управления. — 2013. - №1. — С. 140-149.
8. Alshoaibi A.M., Hadi M.S., Ariffin A.K. An adaptive finite element procedure for crack propagation analysis//Journal of Zhejiang University. - 2007. — V. 8(2). — p. 228-236.
9. Zhang X.Q., Zhang X. Investigation of the influence of small hole on the fatigue crack growth path// J. Fail. Anal. And Preven. — 2016. — V.16. — P.391-399.
10. Королев И.К., Петин С.В., Фрейдин А.Б. Численное моделирование накопления повреждений и развития усталостной трещины в упругих материалах// Вычисл. мех. сплош. сред. — 2009. — Т. 2, № 3. — С. 34-43.
11. Bazant Z.P., Lusio G.D. Nonlocal microplane model with strain-softening yield limits// International Journal of Solids and Structures. — 2004 — V.41. — P.7209–7240
12. Ильиных А.В., Вильдеман В.Э. Моделирование структуры и процессов разрушения зернистых композитов // Вычисл. мех. сплош. сред. — 2012. — Т. 5, № 4. — С. 443-451.
13. Новоселов А.В., Вильдеман В.Э. Исследование характера процесса разрушения ортотропных пластин с концентраторами напряжений на базе вычислительного эксперимента// Вестник ПНИПУ. Механика. -2012.-№4-С. 33-78.
14. Вильдеман В.Э., Соколкин Ю.В., Ташкинов А.А. Механика неупругого деформирования и разрушения композиционных материалов. М.: Наука, 1998. - 288 с.

**ПОСТРОЕНИЕ ПРОВЕРЯЮЩЕГО И ДИАГНОСТИЧЕСКОГО
ТЕСТОВ ДЛЯ ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ СХЕМЫ ОБЪЕКТА ДИАГНОЗА**
*CONSTRUCTION OF VERIFICATION AND DIAGNOSTIC TESTS FOR
THE FUNCTIONAL DIAGRAM OF THE OBJECT OF DIAGNOSIS*

Филина О.А. - ст. преподаватель, **Яшагина А.В.** - студент, **Иванов Н.С.** - студент,
Колесов А.А. - студент

Казанский Государственный Энергетический Университет, Россия, г. Казань
olga_yuminova83@mail.ru

Abstract. This article is devoted to the problem of technical diagnostics in urban electric transport. To solve the problem, it is necessary to translate the qualitative determination of the TS on some quantitative basis. The formalization of qualitative definitions is a necessary condition for the construction of formal (computable) diagnostic algorithms.

Keywords: increase of reliability, spectral method, component, conversion process, method, operating time, fault, possible states.

Аннотация. Эта статья посвящена проблеме технической диагностике на городском электрическом транспорте и электрооборудовании. Для решения задачи необходим перевод качественного определения ТС на некоторую количественную основу. Формализация качественных определений является необходимым условием построения формальных (вычислимых) алгоритмов диагностики.

Ключевые слова: повышение надёжности, спектральный метод, компонент, процесс преобразования, методика, наработка, неисправность, возможные состояния, железнодорожная автоматика, телемеханика и связь.

Непрерывные системы *железнодорожной автоматике, телемеханики и связи* (ЖАТС) имеют особенности, которые позволяют при их анализе отдать предпочтение логическим моделям. Применение логических моделей связано с допусковыми методами контроля, которые характеризуются тем, что заключение о техническом состоянии объекта составляют по результатам оценки значений сигналов в контрольных точках (значений контролируемых параметров объекта). Результаты контроля параметров при этом приводятся к оценкам вида: «в допуске – не в допуске», «в норме – не в норме», иначе говоря, к оценкам двузначного типа (нуль или единица). Отсюда следует, что в этих случаях удобно применять модели логического типа и различные логические методы.

На первом этапе построения логической модели в системе выделяют отдельные функциональные элементы, входы и выходы которых доступны для измерения [1].

На втором этапе построения модели составляют функциональную схему системы как объекта диагноза, в которой указывают все выделенные элементы и связи между ними.

Функциональная схема объекта диагноза (рис. 1) содержит восемь элементов — Э1 — Э8, имеет четыре внешних входных воздействия — $x_1 - x_4$ и формирует четыре выходные реакции — y_5, y_6, y_7, y_8 . Каждый элемент формирует свою выходную реакцию y_i , причем выходные реакции элементов Э5, Э6, Э7, Э8 совпадают с выходными реакциями схемы. Примем, что $x_i=1$ и $y_i=1$, если i -е входное воздействие или выходная реакция j -го элемента являются допустимыми; в противном случае $x_i = 0$ и $y_i = 0$.

Ограничимся рассмотрением только одиночных неисправностей, поэтому система имеет девять состояний:

$$\begin{aligned} S_0 &= 11111111, & S_1 &= 01111111, & S_2 &= 10111111, \\ S_3 &= 11011111, & S_4 &= 11101111, & S_5 &= 11110111, \\ S_6 &= 11111011, & S_7 &= 11111101, & S_8 &= 11111110. \end{aligned}$$

При работе с логической моделью предполагается, что на входы объекта поступает единственное входное воздействие, определяемое допустимыми значениями всех входных сигналов [2].

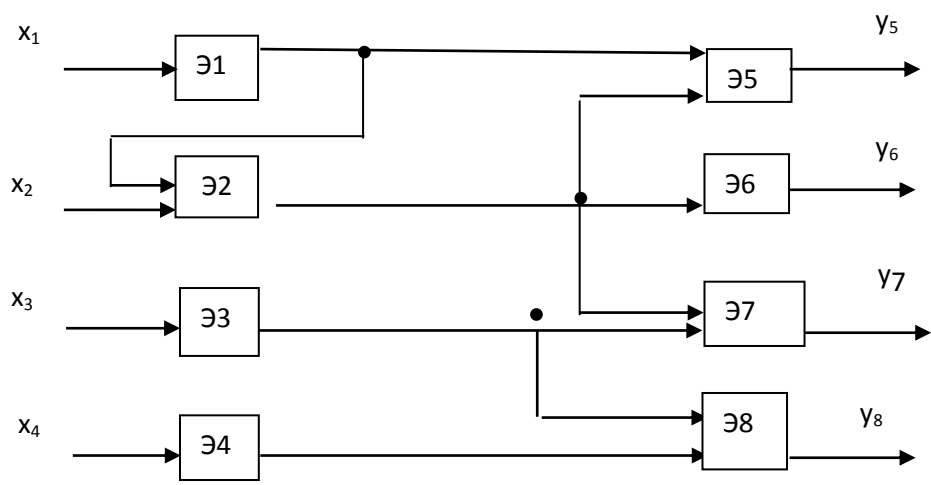


Рис. 1 Функциональная схема объекта диагноза

Поэтому возможные элементарные проверки отличаются только наборами контрольных точек, в которых осуществляется измерение. В этом случае задача построения алгоритма диагноза сводится к выбору совокупности контрольных точек, достаточной для решения определенной задачи диагноза. На практике большое число проверок не может быть осуществлено, так как нет доступа к выходам некоторых элементов; невозможно подключиться сразу к выходам нескольких элементов и т.п.

В рассматриваемом случае будем считать, что возможны только те проверки, которые заключаются в измерении реакции на выходе одного из элементов системы, причем для измерения доступны выходы всех элементов. Обозначим элементарную проверку как π_i – это контроль реакции на выходе i -го элемента ($i \in \{1, 2, \dots, 7\}$).

В табл. 1 приведена таблица функций неисправностей (ТФН), составленная для системы (см. рис. 1) [3].

Табл. 1

Проверка	Результат R проверки для системы, находящейся в состоянии								
	S_0	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5	S_6	S_7	S_8
π_1	1	0	1	1	1	1	1	1	1
π_2	1	0	0	1	1	1	1	1	1
π_3	1	1	1	0	1	1	1	1	1
π_4	1	1	1	1	0	1	1	1	1
π_5	1	0	0	1	1	0	1	1	1
π_6	1	0	0	1	1	1	0	1	1
π_7	1	0	0	0	1	1	1	0	1
π_8	1	1	1	0	0	1	1	1	0

Когда система исправна (состояние S_0), на выходах всех элементов имеют место допустимые значения сигналов. Отказ какого-либо элемента вызывает появление недопустимого значения сигнала на его выходе и на выходах всех связанных с ним элементов.

Данная ТФН содержит всю необходимую информацию для построения проверяющего и диагностического тестов. Каждая графа ТФН задает некоторую функцию, определяемую на множестве проверок. Функция равна единице, если проверка

дает допустимый результат. Обозначим F – функция исправного объекта; f_i – функция i -го состояния неисправного объекта или функция i -той неисправности. Например, имеем:

$$\begin{aligned} F &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_3 \vee \pi_4 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_7 \vee \pi_8, \\ f_1 &= \pi_3 \vee \pi_4 \vee \pi_8, & f_2 &= \pi_1 \vee \pi_3 \vee \pi_4 \vee \pi_8, \\ f_3 &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_4 \vee \pi_5 \vee \pi_6, & f_4 &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_3 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_7, \\ & & f_5 &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_3 \vee \pi_6 \vee \pi_7 \vee \pi_8, \\ f_6 &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_3 \vee \pi_4 \vee \pi_5 \vee \pi_7 \vee \pi_8, & f_7 &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_3 \vee \pi_4 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_8, \\ & & f_8 &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_3 \vee \pi_4 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_7 \end{aligned}$$

При построении теста T_n для каждой неисправности вычисляют проверяющую функцию:

$$\varphi_i = F \oplus f_i. \quad (1)$$

Функция $\varphi_i = 1$ только на тех проверках, на которых результаты проверок различны для исправной схемы и для схемы с i -той неисправностью. Иначе говоря, она объединяет те проверки, на которых i -тая неисправность обнаруживается [4].

Проверяющий тест

$$T_n = \varphi_1 \varphi_2 \dots \varphi_n, \quad (2)$$

где n – число неисправностей.

В данном случае $n = 8$.

Для того чтобы найти φ_i складываем полученные значения по формуле (1) и получаем:

$$\begin{aligned} \varphi_1 &= \pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_7, & \varphi_2 &= \pi_2 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_7, \\ \varphi_3 &= \pi_3 \vee \pi_7 \vee \pi_8, & \varphi_4 &= \pi_4 \vee \pi_8, \\ \varphi_5 &= \pi_5, & \varphi_6 &= \pi_6, & \varphi_7 &= \pi_7, & \varphi_8 &= \pi_8 \end{aligned}$$

Тогда

$$\begin{aligned} T_n &= \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 \varphi_4 \varphi_5 \varphi_6 \varphi_7 \varphi_8 = \\ &= (\pi_1 \vee \pi_2 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_7) (\pi_2 \vee \pi_5 \vee \pi_6 \vee \pi_7) (\pi_3 \vee \pi_7 \vee \pi_8) (\pi_4 \vee \pi_8) \pi_5 \pi_6 \pi_7 \pi_8 \end{aligned} \quad (3)$$

Выражение (2) может быть упрощено на основе закона поглощения, который характеризуется следующими равенствами:

$$\begin{aligned} a(a \vee b) &= aa \vee ab = a \vee ab = a(1 \vee b) = a \times 1 = a, \\ (a \vee b)(a \vee b \vee c) &= a \vee b, \end{aligned}$$

или в общем случае

$$(G_1 \vee G_2)(G_1 \vee G_3) = G_1, \quad (4)$$

где G_1, G_2, G_3 – любые логические функции.

По действиям:

$$\begin{aligned}
1) & (\pi_6) \times (\pi_6 + \pi_7) = \pi_6 \times \pi_6 + \pi_6 \times \pi_7 = \pi_6 \times (1 + \pi_7) = \pi_6 \\
2) & (\pi_6) \times (\pi_6 + \pi_8) = \pi_6 \times \pi_6 + \pi_6 \times \pi_8 = \pi_6 \times (1 + \pi_8) = \pi_6 \\
3) & (\pi_6) \times (\pi_4 + \pi_6) = \pi_6 \times \pi_4 + \pi_6 \times \pi_6 = \pi_6 \times (1 + \pi_4) = \pi_6 \\
4) & (\pi_1 + \pi_5) \times (\pi_1 + \pi_5) = \pi_1 + \pi_5 \\
5) & (\pi_1 + \pi_5) \times (\pi_1 + \pi_2 + \pi_5) = \pi_1 \times (\pi_1 + \pi_2 + \pi_5) + \pi_5 \times (\pi_1 + \pi_2 + \pi_5) = \pi_1 \times (1 + \pi_2 + \pi_5) + \pi_5 \times (1 + \pi_2 + \pi_5) = \\
& = \pi_1 + \pi_5
\end{aligned} \tag{5}$$

В результате получаем 2 проверочных теста:

$$\begin{aligned}
T_{II1} &= \pi_6 \times \pi_1 \\
T_{II2} &= \pi_6 \times \pi_5
\end{aligned} \tag{6}$$

Из уравнения следует, что для полной проверки системы необходимо и достаточно одновременно подать на внешние входы элементов 1 и 6 или 6 и 5 допустимые воздействия и измерить реакцию на выходе. Если система исправна, то на выходе элемента будет допустимый сигнал, если же неисправна, то на выходе элемента будет недопустимый сигнал [5].

В общем случае для проверки исправности или работоспособности объекта достаточно проконтролировать все его внешние выходы. Однако логическая модель и ТФН позволяют найти такую минимальную совокупность проверок, в которую не войдут внешние выходы объекта, являющиеся также входами блоков модели.

При решении задачи поиска неисправного элемента строят диагностический тест T_d . Для каждой пары неисправностей (с номерами i и j) вычисляют различающую функцию:

$$f_{i,j} = f_i \oplus f_j \tag{7}$$

Различающая функция, полученная по выражению (7) равна единице только на тех проверках, на которых результаты проверок различны для схемы с i -й неисправностью и для схемы с j -й неисправностью. Иначе говоря, она объединяет те проверки, на которых i -я и j -я неисправности различаются друг от друга.

Выводы

Была рассмотрена проблема технической диагностики на городском электрическом транспорте и электрооборудовании. Для решения задачи был произведен перевод качественного определения ТС на некоторую количественную основу. Формализация качественных определений является необходимым условием построения формальных (вычислимых) алгоритмов диагностики.

Литература

1. Михайловский А.Е., Яшагина А.В. Разработка программных комплексов контроля и диагностики состояния энергетических объектов с помощью теории шкал / В сборнике: Наноматериалы и нанотехнологии: проблемы и перспективы Сборник материалов VIII Международной молодежной научной конференции. 2018. С. 369-372.
2. Филина О.А. Повышение эффективности щеткодержателей / В мире научных открытий. 2010. № 6-1 (12). С. 227-230.
3. Филина О.А., Рылов Ю.А., Степанов Е.Л. Исследование ресурса электрощёток тяговых электрических машин / Научные проблемы транспорта Сибири и Дальнего Востока. 2010. № 1. С. 320-323.
4. Филина О.А., Степанов Е.Л. Техническая диагностика газотранспортного оборудования, городского электрического транспорта и железнодорожного транспорта / Наука и современность. 2014. № 29. С. 200-205.
5. Филина О.А. Техническое состояние изделия и его бездемонтируемая диагностика / В сборнике: Наука сегодня сборник научных трудов по материалам международной научно-практической конференции. Научный центр «Диспут». 2014. С. 74.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВАКУУМНОЙ ЦЕМЕНТАЦИИ СТАЛИ 8Х4В9Ф2-Ш

INVESTIGATION OF VACUUM CARBURIZING OF STEEL C0,8Cr4W9V2

Цинколенко О.А. - студент, Золотов Б.С. - студент, Шебешев К.И. - студент,
Пахомова С.А. - доцент

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана
vladisl-2013@yandex.ru, mgtu2013@yandex.ru

Abstract. The paper discusses the technological process of vacuum carburizing of steel C0,8Cr4W9V2, used for rolling bearings operating in aggressive environments. Investigated the diffusion layer consisting of the carbonitride active zone, martensite and residual austenite. Shown the negative influence of residual austenite on properties of the surface. Methods of microanalysis studied the structure of carbonitride layer. Shows the distribution of measurement results for the total layer thickness and for the thickness of the active carbonitride layer. It is established that the distribution of values of the characteristics of diffusion layers corresponds to the normal law. It is noted that the scattering characteristics of the diffusion layers is small and is kept when changing processing mode. Evaluated the stability of the parameters of the diffusion layers.

Key words: vacuum carburization, bearings, microstructure, diffusion layer, hardness.

Аннотация. В работе рассмотрен технологический процесс вакуумной цементации стали 8Х4В9Ф2-Ш, применяемой для подшипников качения, работающих в агрессивных средах. Исследован диффузионный слой, состоящий из активной карбонитридной зоны, мартенсита и остаточного аустенита. Показано отрицательное влияние остаточного аустенита на свойства поверхности. Методами микроанализа изучена структура нитроцементованного слоя. Представлено распределение результатов измерений для общей толщины слоя и для толщины активного карбонитридного слоя. Установлено, что распределение значений характеристик диффузионных слоев соответствует нормальному закону. Отмечено, что рассеяние характеристик диффузионных слоев мало и сохраняется при изменении режима обработки. Оценена стабильность параметров диффузионных слоев.

Ключевые слова: вакуумная цементация, подшипники, микроструктура, диффузионный слой, твердость.

Введение

В аэрокосмической, автомобильной, горнодобывающей и других сферах промышленности, ответственные детали машин (в частности – зубчатые колеса, валы, кольца подшипников и др.) работают в тяжелых условиях, а именно: воздействие агрессивной среды, высокие рабочие температуры, высокие нагрузки (статические, динамические, циклические). Под действием этих факторов в подповерхностных слоях возникают микротрещины, которые выходят на поверхность и приводят к образованию усталостного выкрашивания металла [1]. В таких условиях эксплуатации от деталей требуется, прежде всего, высокая контактная прочность и высокая поверхностная твердость при сохранении достаточно вязкой сердцевины. Улучшение эксплуатационных свойств материала возможно с помощью химико-термической обработки [2,3].

В настоящее время широкий интерес проявляется к исследованию технологических процессов вакуумной цементации и нитроцементации. Вакуумная химико-термическая обработка интенсифицирует диффузионное насыщение, сокращая длительность процесса, повышает качество поверхностных диффузионных слоев, снижает расход электроэнергии и технологических сред [4-6]. Нитроцементация является более перспективной, так как в присутствии азота диффузионная подвижность углерода в аустените резко увеличивается,

также снижается температура полиморфного превращения, что позволяет вести процесс насыщения поверхностного слоя при более низких температурах, чем при цементации, что в свою очередь снижает коробление и длительность процесса [7].

Несмотря на все преимущества вакуумной нитроцементации, данный процесс является недостаточно исследованным, так как необходимо установление закономерностей, отражающих влияние технологических параметров на характеристики диффузионного слоя. Наиболее эффективным способом оценки влияния технологических параметров является математическое моделирование, с помощью которого можно подобрать оптимальный режим процесса насыщения. В настоящее время разработано программное обеспечение [8], позволяющее смоделировать процесс нитроцементации, однако, оно применимо к узкому классу сталей. Помимо отсутствия универсальных программ для моделирования процессов нитроцементации, существует также проблема разработки стабильных по свойствам (твердость поверхности, толщина диффузионного слоя) технологических процессов химико-термической обработки.

Целью работы является оценка стабильности параметров диффузионных слоев приборных подшипников из стали 8Х4В9Ф2-Ш после вакуумной нитроцементации, а также оценка технологического уровня процесса вакуумной нитроцементации.

Методика проведения эксперимента

Для проведения исследований использовали образцы, изготовленные из горячекатаной дисперсионно-твердеющей стали марки 8Х4В9Ф2-Ш. Данная сталь относится к классу конструкционных высоколегированных среднеуглеродистых сталей. Область применения: изготовление подшипников качения, работающих в агрессивных средах при повышенных температурах (до 500 °С). Химический состав стали марки 8Х4В9Ф2-Ш представлен в таблице 2.

Табл.1. Химический состав стали марки 8Х4В9Ф2-Ш

Содержание химического элемента, %								
C	Si	Mn	Cr	W	V	S	P	Fe
0,70-0,80	≤0,25	≤0,25	4,00-4,60	8,50-9,50	1,40-1,70	≤0,03	≤0,03	Ост.

Образцы исследовались после проведения вакуумной нитроцементации в лабораторной установке для проведения вакуумной химико-термической обработки по двум технологическим режимам:

- 1). Вакуумная нитроцементация при температуре 940 °С в течение 100 минут: активная стадия – 5 циклов по 10 минут, пассивная стадия – 5 циклов по 10 минут (ВНЦ1);
- 2). Вакуумная нитроцементация при температуре 940 °С в течение 150 минут: активная стадия – 5 циклов по 15 минут, пассивная стадия – 5 циклов по 15 минут (ВНЦ2).

Исследовали микроструктуру и измеряли толщину диффузионного слоя на микроскопе Olympus GX51. Твердость поверхности измеряли по методу Роквелла.

Статистическая обработка результатов была проведена с помощью программы Microsoft Excel. Грубые измерения исключались из выборки по правилу 3σ [9]. Стабильность свойств диффузионных слоев оценивалась по параметрам распределения и по схожести его с нормальным распределением Гаусса [10]. Проверка гипотезы о соответствии распределения результатов измерений нормальному проводилась двумя методами: графически и аналитически [11].

Результаты экспериментов и обсуждение

Исследование микроструктуры показало, что активный карбонитридный слой (рис. 1) представляет собой зону с развитой карбонитридной составляющей. Слой содержит

больше количество мелкодисперсных соединений легирующих элементов с азотом и углеродом, что придает ему высокую твердость. Данный слой отвечает за работоспособность подшипников скольжения, так как воспринимает все нагрузки.

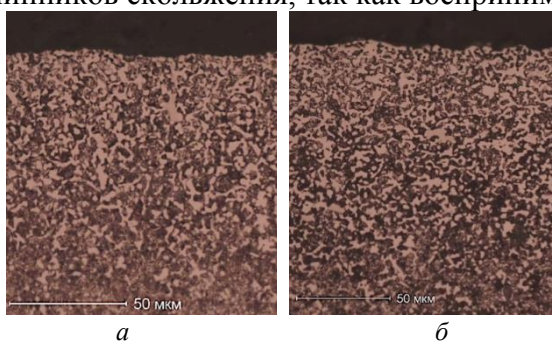


Рис. 1. Микроструктура образцов (x500) после проведения вакуумной нитроцементации: а – режим ВНЦ1; б – режим ВНЦ2

Анализ микроструктуры выявил, что образец после обработки по режиму ВНЦ2 содержит большее количество остаточного аустенита, что должно негативно сказаться на эксплуатационных свойствах диффузионного слоя.

Результаты измерения твердости по методу Роквелла в виде графиков типа «BoxPlot» представлены на рисунке 2.

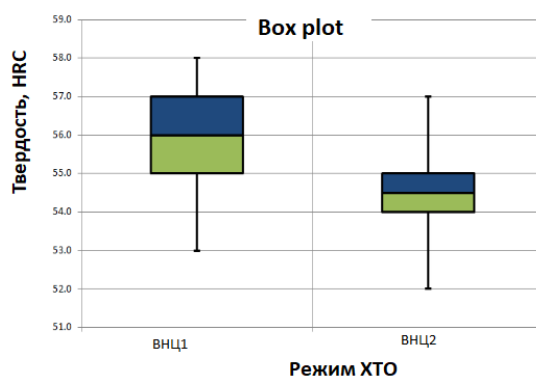


Рис. 2. Результаты измерения твердости

Измерение твердости показало, что образцы, обработанные по режиму ВНЦ2, имеют пониженную поверхностную твердость по сравнению с образцами, обработанными по режиму ВНЦ1. Исходя из анализа микроструктуры образцов, снижение твердости после обработки по режиму ВНЦ2 связано с большим количеством остаточного аустенита в структуре.

Результаты измерения толщины диффузионного слоя в виде графиков типа «BoxPlot» представлены на рисунке 3.

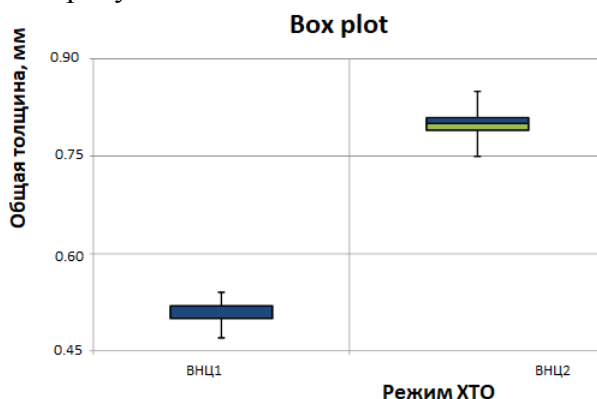


Рис. 3. Результаты измерения общей толщины слоя

Анализ результатов измерений общей и активной толщины диффузионных слоев позволяет сделать вывод о том, что с увеличением продолжительности обработки, увеличивается как общая, так и активная толщина диффузионного слоя.

Заключение

Анализ микроструктуры и результатов измерения поверхностной твердости образцов из стали 8Х4В9Ф2-Ш показал, что более длительная выдержка снижает твердость. Это связано с наличием в образцах повышенного содержания остаточного аустенита.

Установлено, что распределение значений характеристик диффузионных слоев соответствует нормальному закону. Отмечено, что рассеяние характеристик диффузионных слоев мало и сохраняется при изменении режима обработки, что свидетельствует о стабильности результатов.

Литература

1. Арзамасов Б. Н. Циркуляция и ионизация газовой среды при химико-термической обработке / Арзамасов Б. Н. // *Металловедение. Термическая и химико-термическая обработка сплавов* : сб. науч. тр. / ред. Арзамасов Б. Н. М., 2003. С. 39-44.
2. Новиков И.И. Теория термической обработки металлов: учебник для вузов. 4-е изд., перераб. и доп. М.: *Металлургия*, 1986. 450 с.
3. Елисеев Ю. С., Абраимов Н. В., Крымов В. В. Химико-термическая обработка и защитные покрытия в авиадвигателестроении : учеб. пособие для вузов. М. : *Высш. шк.*, 1999. 524 с.
4. Пахомова С.А., Рыжова М.Ю., Фахуртдинов Р.С., Макушина М.А., Пикалов А.И., Усова В.В., Юшин Н.А. Контактная выносливость и износостойкость теплостойкой стали после разных видов цементации // *Вестник научно-технического развития*. 2016. № 9 (109). С. 19-28.
5. Лахтин, Ю.М. Химико-термическая обработка металлов: учебное пособие для вузов / Ю.М. Лахтин, Б.Н. Арзамасов. – М.: *Металлургия*, 1985. 256 с.
6. Рыжов Н.М., Смирнов А.Е., Фахуртдинов Р.С. Управление насыщенностью диффузионного слоя при вакуумной цементации теплостойких сталей // *Металловедение и термическая обработка металлов*. 2004. № 8. С. 22-27.
7. Pakhomova S.A., Unchikova M.V., Fakhurtdinov R.S. Gear wheels surface engineering by deformation hardening and carburization // *Solid State Phenomena*. 2016. Т. 870. С. 383391.
8. Смирнов А.Е., Фахуртдинов Р.С., Рыжова М.Ю., Пахомова С.А. Износостойкость теплостойкой стали после вакуумной цементации // *Упрочняющие технологии и покрытия*. 2016. № 7 (139). С. 813.
9. Пахомова С.А., Фахуртдинов Р.С., Рыжова М.Ю. Особенности вакуумной цементации деталей для горнодобывающей промышленности // *Современные инновационные технологии подготовки инженерных кадров для горной промышленности и транспорта*. 2016. № 3. С. 108116.
10. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика. 9-е изд., стер. М.: *Высш. шк.*, 2003. 479 с.
11. Степнов. М.Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. М.: *Машиностроение*, 1985. 232 с.

**КОНТАКТНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ДВУХСЛОЙНОГО ПАКЕТА
НАНОБАЛОК БЕРНУЛЛИ-ЭЙЛЕРА С ЗАЗОРОМ МЕЖДУ НИМИ¹**
*THE CONTACT INTERACTION OF THE TWO-LAYER PACKAGE OF
BERNULLY-EYLER NANOBELLS WITH A GAP BETWEEN THEM*

Яковлева Т.В. – к.ф.-м.н., доцент, **Кружилин В.С.** – аспирант,

Крысько-мл. В.А. – аспирант

СГТУ имени Гагарина Ю.А

yan-tan1987@mail.ru

Abstract. A mathematical model of the contact interaction of two parallel Bernoulli – Euler nanobeams with a small gap between them is constructed on the basis of a modified couple stress theory. Contact interaction is taken into account according to the theory of B.Ya. Cantor. The influence of the size-dependent coefficient on the contact interaction and the nature of the oscillations is studied. To solve and analyze the methods of the qualitative theory of differential equations, wavelet analysis, methods of analyzing the sign of the Lyapunov exponent are used.

Key words: contact interaction, nonlinear oscillations, Bernoulli-Euler beam nanostructure, Lyapunov exponents, NEMS, Bubnov-Galerkin method, finite difference method.

Аннотация. В работе построена математическая модель контактного взаимодействия двух параллельных нанобалок Бернулли–Эйлера с малым зазором между ними на основе модифицированной моментной теории. Контактное взаимодействие учитывается согласно теории Б.Я. Кантора. В работе изучено влияние величины размерно-зависимого коэффициента на контактное взаимодействие и характер колебаний. Для решения и анализа применяются методы качественной теории дифференциальных уравнений, вейвлет-анализ, методы анализа знака старшего показателя Ляпунова.

Ключевые слова: контактное взаимодействие, нелинейные колебания, балочная наноструктура Бернулли–Эйлера, показатели Ляпунова, НЭМС, метод Бубнова–Галеркина, метод конечных разностей.

Механические многослойные системы из микро- и наноразмерных балок с зазорами между ними являются составными элементами современных устройств, применяемых в самых различных областях: машиноведении, приборостроении, авиакосмической промышленности, медицине, гироскопии. Микро- и наноразмерные балки во время эксплуатации подвержены внешнему воздействию различного характера, что оказывает существенное влияние на точность и надежность работы всего устройства. Зазор, имеющийся между элементами системы, зачастую приводит всю конструкцию в состояние колебаний хаотического характера даже при наличии незначительного прогиба. Поведение системы при контактном взаимодействии её элементов друг с другом является актуальным вопросом. В работах [1, 2] изучаются вопросы колебательного режима в результате контактного взаимодействия балок. Классическая механика твёрдого тела не в состоянии учесть размерно-зависимое поведение многослойной микро- и наносистемы в силу отсутствия параметра учёта эффекта масштабирования. В настоящее время построены различные теории, которые позволяют моделировать масштабные эффекты в континууме. Среди них стоит выделить нелокальную, модифицированную моментную, поверхностную и градиентную теории упругости. Разнообразие научных исследований на различные темы, связанные с учётом контактного взаимодействия элементов многослойной системы с зазором между ними (теории масштабирования; внешние влияющие факторы; модели контактного взаимодействия) в полной мере показывают важность темы, её многогранность и множество сфер для применения систем.

¹ Работа поддержана РФФИ, проекты № 19-31-90131, 18-38-00878 мол_a

В работах [3-6] построены математические модели размерно-зависимых и геометрически нелинейных балок, пластин и оболочек. Однако, в них не изучено контактное взаимодействие нанобалок.

Постановка задачи

В работе построена математическая модель двухслойной наносистемы, которая состоит из двух параллельных нанобалок, соединенных между собой через краевые условия, под действием поперечной нагрузки. Чертеж балочной конструкции приведен на рис. 1.

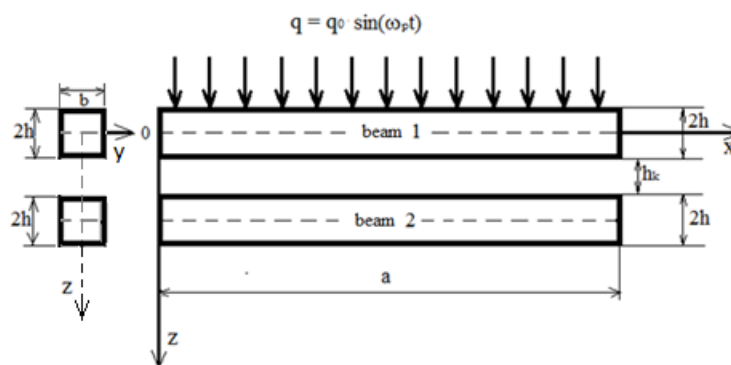


Рис.1. Расчётная схема

Рассматриваемая нами балочная структура представлена в виде двумерной области пространства R^2 в декартовой прямоугольной системе координат: в теле нанобалки 1 проводится срединная линия $z = 0$, ось Ox устремляется слева направо вдоль срединной линии, ось Oz направляется вниз, перпендикулярно оси Ox . В обозначенной системе координат пакет из двух балок - двумерная область $\Omega = \{x \in [0, a]; -h \leq z \leq h_k + 3h\}$, $0 \leq t \leq \infty$ (см. рис. 1). Для построения математической модели контактного взаимодействия двух нанобалок применены следующие гипотезы и предположения: нанобалки однослойные, изотропные, упругие и подчиняются закону Гука; продольный размер нанобалок значительно превышает их поперечные размеры единичной толщины; контактное давление принимается по модели Кантора Б.Я. [7]; нормальные напряжения на площадках, которые параллельны оси, пренебрежимо малы; геометрическая нелинейность определяется в форме Г. Кармана [8]; размерно-зависимые эффекты определяются по модифицированной моментной теории, предложенной Янгом [9]. Для построения модели контактного взаимодействия наноразмерных балок по модели Кантора Б.Я. в их уравнения необходимо ввести слагаемое $(-1)^i K(w_1 - w_2 - h_k)\Psi$, в котором через $i = 1, 2$ обозначены номера нанобалок, функция Ψ определена формулой $\Psi = \frac{1}{2}[1 + \text{sign}(w_1 - h_k - w_2)]$, то есть $\Psi = 1$, если есть контакт между нанобалками - $w_1 > w_2 + h_k$, иначе контакт отсутствует. Через K обозначается коэффициент жесткости трансверсального обжатия структуры в зоне контакта, а через h_k определяется зазор между нанобалками.

Уравнения движения нанобалок с учетом гипотезы первого порядка, граничными и начальными условиями выведены из энергетического принципа Гамильтона - Остроградского. Уравнения движения двухслойного пакета нанобалок Бернулли - Эйлера в перемещениях с учетом диссипации энергии записываются в следующем виде:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{p_1}{\gamma_1^2} \{L_2(w_i, w_i) + L_1(u_i, w_i)\} - \left\{ \frac{p_1}{2\gamma_1^2} + \frac{p_2\gamma_2^2}{2\gamma_1^2} \right\} \frac{\partial^4 w_i}{\partial x^4} + q_i(t) - \frac{\partial^2 w_i}{\partial t^2} - \varepsilon \frac{\partial w_i}{\partial t} + \\ \quad + (-1)^i K(w_1 - w_2 - h_k) \Psi = 0, \\ p_1 \left\{ \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} + L_3(w_i, w_i) \right\} - \frac{\partial^2 u_i}{\partial t^2} = 0, \end{array} \right. \quad (1)$$

$$\text{здесь } L_1(u_i, w_i) = \frac{\partial^2 u_i}{\partial x^2} \frac{\partial w_i}{\partial x} + \frac{\partial u_i}{\partial x} \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2}, \quad L_2(w_i, w_i) = \frac{3}{2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x} \right)^2, \quad L_3(w_i, w_i) = \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \frac{\partial w_i}{\partial x}$$

- нелинейные операторы, u_i, w_i - функции перемещений и прогибов верхней и нижней нанобалок соответственно, $i = 1, 2$, $p_1 = \frac{1-\nu}{(1+\nu)(1-2\nu)}$, $p_2 = \frac{1}{2(1+\nu)}$, $\gamma_1 = \frac{a}{2h}$, $\gamma_2 = \frac{l}{2h}$, l - параметр, появляющийся в моменте высшего порядка.

К уравнениям (1) следует присоединить краевые и начальные условия. Далее система нелинейных дифференциальных уравнений в частных производных сводится методом конечных разностей с аппроксимацией $O(h^2)$ к системе обыкновенных дифференциальных уравнений. Решение полученной задачи Коши по времени проводится различными методами семейства Рунге-Кутты (Рунге-Кутты Принса-Дорманда восьмого порядка, метод Кеш-Карпа четвертого порядка, методы Рунге-Кутты второго и четвертого порядков, метод Рунге-Кутты Фелберга четвертого порядка, неявные методы Рунге-Кутты второго и четвертого порядков). При изучении вопросов контактного взаимодействия необходимо выявлять основные частоты колебательного процесса, так как при соприкосновении балок будет происходить переход колебаний структуры к хаосу.

Численный эксперимент

В качестве примера рассмотрим балочную наноструктуру со следующими параметрами: длина $a = 200$ нм, толщина $2h = 4$ нм, модуль упругости $E = 1.7233 \cdot 10^{-15}$ кг * с / нм², коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$, зазор $h_k = 0.04$ нм.

Искомая система (1) сводится к безразмерному виду с помощью следующих соотношений:

$$\bar{w} = \frac{w}{2h}, \quad \bar{u} = \frac{ua}{(2h)^2}, \quad \bar{x} = \frac{x}{a}, \quad \lambda = \frac{a}{(2h)}, \quad \bar{q} = q \frac{a^4(1-\nu^2)}{(2h)^4 E}, \quad (2)$$

$$\bar{t} = \frac{t}{\tau}, \quad \tau = \frac{a}{c}, \quad c = \sqrt{\frac{Eg}{(1-\nu^2)\rho}}, \quad \bar{\varepsilon}_1 = \varepsilon_1 \frac{a}{c}.$$

Здесь g - ускорение свободного падения, ρ - плотность.

В качестве краевых условий выбрано жесткое защемление обоих концов нанобалок:

$$w_i(0, t) = w_i(1, t) = u_i(0, t) = u_i(1, t) = \frac{\partial w_i(0, t)}{\partial x} = \frac{\partial w_i(1, t)}{\partial x} = 0, \quad i = 1, 2 \quad (3)$$

и нулевые начальные условия.

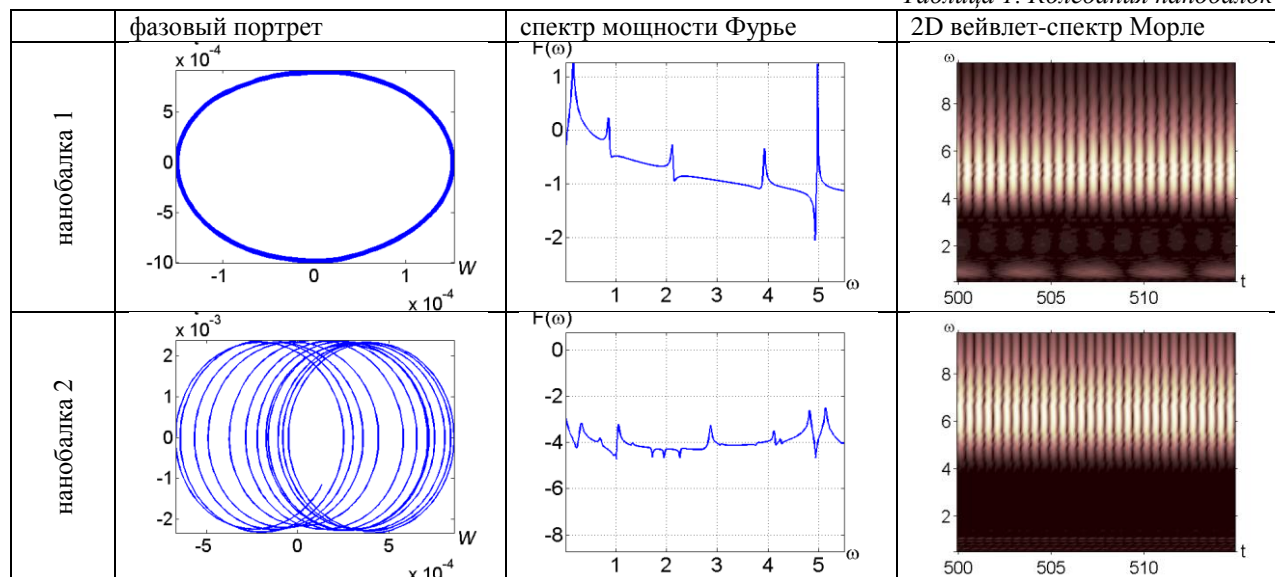
На верхнюю нанобалку действует знакопеременная поперечная нагрузка, распределенная по поверхности:

$$q = q_0 \sin(\omega_p t), \quad (4)$$

где q_0 - амплитуда, $\omega_p = 5.1$ - частота вынуждающих колебаний.

В результате контактного взаимодействия нанобалок ($\gamma_2 = 0.3$) их сложные колебания носят хаотический характер на основных частотах: $\omega_p = 5.1$, $\omega_1 = 0.95$, $\omega_2 = 2.05$, $\omega_3 = 3.95$ (табл. 1).

Таблица 1. Колебания нанобалок



Выводы

В работе построена математическая модель контактного взаимодействия двухслойной наносистемы, которая состоит из двух параллельных нанобалок, соединенных между собой через краевые условия, под действием поперечной нагрузки. В результате контактного взаимодействия нанобалок характер их сложных колебаний становится хаотическим.

Работа поддержана РФФИ, проекты № 19-31-90131, 18-38-00878 мол_a

Литература

1. Narayan A.D., Ben Zineb T., Polit O., Pradyumna B., Ganapathi M. Large amplitude free flexural vibrations of functionally graded graphene platelets reinforced porous composite curved beams using finite element based on trigonometric shear deformation theory // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2019. Vol. 116. – P.302-317.
2. J. Comput. Nonlinear Dynam. Aug 2018, 13(8): 081005, doi.org/10.1115/1.4040540
3. Krysko A. V., Awrejcewicz J., Pavlov S. P., Bodyagina K. S., Zhigalov M. V., Krysko V. A. Non-linear dynamics of size-dependent Euler–Bernoulli beams with topologically optimized microstructure and subjected to temperature field // International Journal of Non-Linear Mechanics. – 2018.
4. Krysko A.V., Awrejcewicz J., Pavlov S.P., Zhigalov M.V., Krysko V.A. Chaotic dynamics of the size-dependent non-linear micro-beam model // Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation 2017. No 50. P. 16–28.
5. Krysko V.A., Awrejcewicz, J., Dobriyan, V., Papkova, I.V. Sizedependent parameter cancels chaotic vibrations of flexible shallow nanoshells // Journal of Sound and Vibration. 2019. 446, P. 374-386.
6. J. Awrejcewicz, V. A. Krysko Jr., T. V. Yakovleva, S. P. Pavlov, V. A. Krysko Nonlinear dynamics of contact interaction of a size-dependent plate supported by a size-dependent beam. Chaos 28, 053102 (2018).
7. Кантор Б.Я., Богатыренко Т.Л., Метод решения контактных задач нелинейной теории оболочек // Докл. АН УССР. сер. А. 1986. №1. С.18-21.
8. Karman Th. Festigkeitsprobleme in Maschinenbau // Encykle. D. Math. Wiss. 1910. Vol. 4, №4, P. 311 – 385.
9. Mindlin R.D., Tiersten H.F. Effects of couple-stresses in linear elasticity // Archive for Rational Mechanics and Analysis. 11 (1962). P. 415–448.

УСТОЙЧИВОСТЬ КУРСОВОГО ДВИЖЕНИЯ ШАГАЮЩЕГО РОБОТА СО СДВОЕННЫМИ ОРТОГОНАЛЬНО-ПОВОРОТНЫМИ ДВИЖИТЕЛЯМИ¹

STABILITY OF THE COURSE MOVEMENT OF A WALKING ROBOT WITH DOUBLE ORTHOGONAL-TURNING MOVERS

Галсанова Э.Ц. – м.н.с., Калинин Я.В. – к.т.н., доцент, Тарасова Т.А. – аспирант, Тарасова И.А. – доцент

Волгоградский государственный технический университет, Волгоград
e-mail: jkv83@mail.ru

Abstract. A mathematical model of the movement of a non-all-wheel drive or driven support carriage of a walking robot with dual orthogonal-rotary movers is proposed.

Key words: walking robot, double orthogonal-turning mover, stability of the movement.

Аннотация. В работе предложена математическая модель движения неполноприводной или ведомой опорной тележки шагающего робота со сдвоенными ортогонально-поворотными движителями.

Ключевые слова: шагающий робот, сдвоенный ортогонально-поворотный движитель, устойчивость движения.

Введение

Одним из путей, позволяющим площади орошаемых земель является создание реконфигурируемых (изгибаемых) сочленённых дождевальных машин кругового действия, состоящих из звеньев (ферм), имеющих возможность относительного углового перемещения друг относительно друга (рис. 1). При этом встаёт достаточно сложная задача построения такой системы управления программным движением тележек такой роботизированной дождевальной машины, которая обеспечивала бы устойчивость движения как в приводном, так и ведомом режимах движения тележки. Особенно эффективными предполагается использование в качестве приводов таких опорных тележек сдвоенных ортогонально-поворотных движителей, как, например, у шагающего робота "Ортоног" [1-3] (рис. 2), что существенно расширяет возможности их использования по маневренности и несущей способности грунтов, в том числе, переувлажнённых при поливе. Ведомый режим движения такой тележки при отработке выравнивания ферм роботизированной дождевальной машины и рассмотрен в данной работе.

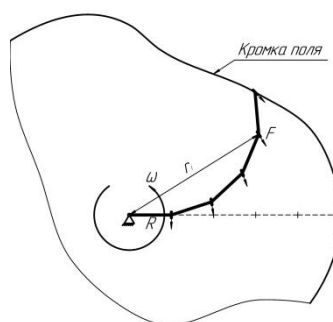


Рис.1. Пример реконфигурируемой роботизированной дождевальной

¹ Работа поддержана РФФИ, проект № 19-41-340009



Рис.2. Шагающий робот "Ортоног"

На рис. 3 изображена расчётная схема шагающего движителя (опорной тележки) массы m . J - полярный момент инерции движителя относительно вертикальной оси, G - центр масс движителя, V - скорость фермы и c - жёсткость пружины (жёсткость/упругость в месте сочленения оси движителя и фермы).

Составим дифференциальные уравнения движения движителя в целом. Для этого запишем уравнение моментов относительно оси, проходящей через центр масс G движителя перпендикулярно его плоскости:

$$J\ddot{\varphi} = -cax \cos \varphi + F(b - a)$$

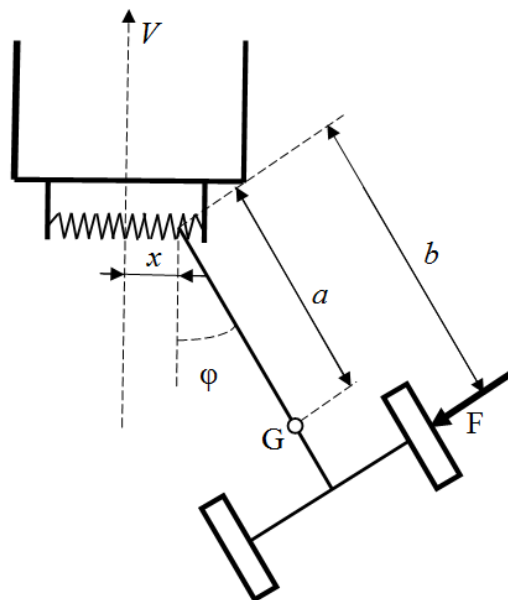


Рис.3. Расчётная схема движителя для определения устойчивости

и уравнение движения центра масс в направлении, параллельном перемещению пружины

$$m \frac{d^2}{dt^2} (x + a \sin \varphi) = -cx - F \cos \varphi.$$

При малых углах φ эти уравнения принимают вид:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi} = -cax + F(b-a), \\ m\ddot{x} + ma\ddot{\varphi} = -cx - F. \end{cases}$$

Исключая F из приведённых выше уравнений, получаем:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi} + cax - F(b-a) = 0, \\ m\ddot{x} + ma\ddot{\varphi} + cx = -F. \end{cases}$$

$$J\ddot{\varphi} + cax + (m\ddot{x} + ma\ddot{\varphi} + cx)(b-a) = 0.$$

Тогда после сокращения и приведения подобных членов

$$(J + mab - ma^2)\ddot{\varphi} + m(b-a)\ddot{x} + cbx = 0.$$

$$m(b-a)\ddot{x} + cbx + (ma(b-a) + J)\ddot{\varphi} = 0. \quad (1)$$

Так как движитель не может перемещаться в направлении перпендикулярном плоскостям движителей, то налагается следующее условие неголономной связи:

$$\dot{x} \cos \varphi + b\dot{\varphi} + v \sin \varphi = 0$$

или для малых углов

$$\dot{x} + b\dot{\varphi} + v\varphi = 0. \quad (2)$$

Чтобы определить условия устойчивости прицепа, рассмотрим характеристическое уравнение для системы дифференциальных уравнений:

$$\begin{vmatrix} m(b-a)\lambda^2 + cb & (ma(b-a) + J)\lambda^2 \\ \lambda & b\lambda + v \end{vmatrix} = 0.$$

Раскрывая определитель, получим

$$(m(b-a)^2 - J)\lambda^3 + mv(b-a)\lambda^2 + cb^2\lambda + cbv = 0.$$

Для асимптотической устойчивости все коэффициенты должны быть положительными, что задаёт конструктивные параметры, которые должны быть выдержаны для обеспечения устойчивости программного движения.

Выводы

1. Предложена расчётная схема и математическая модель определения устойчивости программного движения ведомой тележки роботизированной шагающей дождевальная машины.
2. Разработана методика определения допустимых диапазонов конструктивных параметров тележки, которая представляет собой сдвоенный ортогонально-поворотный движитель.
3. Результаты анализа показывают, что такие движители с заданной точностью способны повторять требуемую траекторию движения.

Литература

1. Брискин, Е.С. Сравнительный анализ колесных, гусеничных и шагающих машин / Е.С. Брискин, В.В. Чернышев, А.В. Малолетов, Н.Г. Шаронов // Робототехника и техническая кибернетика. 2013. № 1(1). - С. 6-14.
2. Каляев, И.А. Модели и алгоритмы коллективного управления в группах роботов / И.А. Каляев, А.Р. Гайдук, С.Г. Капустян. – М.: Физматлит, 2009. – 280 с.
3. Об управлении адаптации ортогональных шагающих движителей к опорной поверхности / Брискин Е.С., Калинин Я.В., Малолетов А.В., Серов В.А., Устинов С.А. // Известия РАН. Теория и системы управления. 2017. №3. С. 184-190.

СЕКЦИЯ 1.

Конструкционное материаловедение

Ведерников А.Н., Сафонов А.А., Гусев С.А., Карлоне П., Туччи Ф., Ахатов И.Ш. Экспериментальное измерение угла коробления пултрузионных профилей углового сечения	4
Гончаров И.А. Влияние эволюции микроструктуры на макро-характеристики процесса деформирования при моделировании сверхпластичности	8
Думанский С.А. Анализ устойчивости стержня круглого поперечного сечения из сплавов с памятью формы при обратном фазовом превращении	12
Келбышева Е.С., Валиев Х.Х., Минаев А.Я., Степанов Г.В., Коровкин Ю.В., Власов А.Н., Карнет Ю.Н., Снегирева Н.С., Базин А.Ю. Магнитострикционные эффекты в силиконовых эластомерах	16
Козырева О.Е., Белелюбский Б.Ф., Волгина Н.И. Определение характера и причины образования дефектов на поверхности пера лопаток рабочих компрессора низкого давления из титанового сплава ВТЗ-1	20
Королёв П.В., Маслов Л.Б., Шилов М.А., Фомин С.В. Конечно-элементное моделирование циклического сжатия цилиндра с учетом диссипации энергии	24
Круссер А.И., Шитикова М.В. Классификация моделей линейной вязкоупругости	28
Мазаев А.В., Аженеза О., Шитикова М.В. Ауксетические материалы: классификация, механические свойства и приложения	32
Мирзаев М.А., Смирнов И.Г., Дышеков А.И., Славкина В.Э., Шереужев М.А., Алиев С.А. Проектирование каркаса панелей солнечных батарей космического аппарата методом 3D печати композиционными материалами	36
Насонов Я.А., Сафонов А.А., Гусев С.А., Ахатов И.Ш. Моделирование кинетики полимеризации винилэфирных смол в пултрузии	40

Сахаров А.В., Родионова Н.А. Разработка классификации рабочих модулей поверхностей деталей	44
Скорынина П.А., Макаров А.В., Меньшаков А.И., Осинцева А.Л. Микромеханические свойства Cr-Ni аустенитной стали, подвергнутой низкотемпературному плазменному модифицированию углеродом и азотом	47
Соболева Н.Н., Степченков А.К., Макаров А.В., Малыгина И.Ю. Микромеханические свойства покрытия ПГ-10Н-01, сформированного комбинированной лазерно-термической обработкой	51
Степанов Д.Б., Данилов В.Л. Расчет спекания толстостенного цилиндра в неоднородном температурном поле	55
Татарников Н.Н., Аверин Н.В., Трубицин М.В. Повышение качества обработанных поверхностей полимерных деталей за счет оптимальных траектории движения инструмента и режимов резания	59
Троицкий А.А. Оценка технологичности изделия на этапе разработки её конструкции	63

СЕКЦИЯ 2.

Прочность, живучесть и безопасность машин

Бурукин И.В., Пирожков В.А., Рыбакова М.Р. К вопросу сопротивления дисперсно-наполненным композитов, развитию трещин смешанного типа	67
Вершинин А.В., Левин В.А., Кукушкин А.В., Коновалов Д.А. Прочностной анализ составных конструкций с использованием метода спектральных элементов на неконформных сетках	71
Вильдеман В.Э., Староверов О.А., Третьяков М.П. Деформирование и разрушение полимерных композиционных материалов в условиях предварительных циклических и низкоскоростных ударных воздействий	75
Григорьева Ю.Б., Москвитин Г.В. Оголовки типа «Колокол», исследование вопроса повышения прочности	79
Дудникова Ю.А., Сырицкий А.Б. Стенд для калибровки энкодеров, применяемых в сфере фазохронометрической диагностики	83

Дураджи В.Ю. Анализ весовой эффективности судового углепластикового вала, изготавливаемого намоткой ленты с различными углами укладки в слоях	86
Каракозов Е.В., Одинцев И.Н., Плотников А.С., Плугатарь Т.П. Оценка высокоградиентных компонент остаточных напряжений по данным метода сверления зондирующих отверстий	90
Кириков С.В., Перевезенцев В.Н. Влияние планарного мезодефекта сдвигового типа на зарождение дислокационной трещины вблизи дисклинации	94
Климов М.В., Маслов С.В., Погуляйко А.Н. Обеспечение достоверности тензометрических измерений для уточнения прочности конструкций при высоких температурах	98
Корецкий С.А., Фесенко Т.Н., Дронова Е.А. Численные методы исследования вибраций трубных пучков энергетического оборудования	102
Красов И.С., Попов В.В. К исследованию динамики планетарно-цевочной передачи	105
Ларионова А.А., Дудченко А.А. Проектирование и анализ прочности и долговечности металло-композитных узлов авиационных конструкций	109
Максимов М.В., Кириков С.В. Моделирование эволюции мезодефектов, формирующихся при пластической деформации хрупких материалов	113
Малахов А.В., Тянь С. Проектирование слоистых композитных структур с криволинейными волокнами	117
Малахов А.В., Тянь С. Проектирование композитных структур переменной жёсткости с помощью криволинейных волокон	119
Матросова Е.А., Сергиенко В.В., Егоров Г.П., Садиков Д.А. Автоматический расчет траектории усталостной трещины в плоских конечно-элементных моделях	121
Мушников А.Н., Горулера А.С., Горкунов Э.С., Задворкин С.М. Влияние упругопластического деформирования ферромагнетиков на частные петли магнитного гистерезиса	125
Наумов О.В., Москвитин Г.В. Комбинированное влияние сезонных процессов многолетнемерзлых грунтов на НДС нефтепровода подземной прокладки	129

Наумов О.В., Пугачев М.С., Москвитин Г.В. Способы оценки локальных микродеформаций в образце с дефектом	132
Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д. Разработка геометрически нелинейного конечного элемента кинематических ограничений с применением расширенного метода множителей Лагранжа	136
Низаметдинов Ф.Р., Сорокин Ф.Д., Иванников В.В. Разработка геометрически нелинейного конечного элемента оболочки с применением вектора Эйлера	140
Никитин А.Д., Стратула Б.А., Никитин И.С. Новые схемы испытаний на сверхмногоцикловую усталость	144
Никифоров А.Н. Конечно-элементное моделирование ротора насоса	148
Орлов И.А., Алисейчик А.П., Подопрсветов А.В., Грибков Д.А. Оптимизация массы экзоскелета нижних конечностей человека	152
Орлов И.А., Алисейчик А.П., Подопрсветов А.В., Грибков Д.А. Прочностный расчет экзоскелета нижних конечностей человека	156
Осипов А.С., Петухов С.А. Повышение прочностных характеристик детали ракеты-носителя	160
Попов В.В. К исследованию динамики авиационных трансмиссий	163
Пугачев М.С., Лебединский С.Г., Москвитин Г.В. Экспериментальное моделирование развития усталостных трещин в сталях железнодорожных конструкций при эксплуатационном нагружении	167
Самсонова Д.А., Баженов В.Г., Нагорных Е.В. Предельные состояния цилиндрической упругопластической оболочки с начальными несовершенствами формы и упругим наполнителем при внешнем давлении	171
Саньков М.А., Маслов С.В. Оценка повреждаемости внутренних поверхностей оборудования при циклических изменениях температуры с применением натурной тензометрии	175
Стратула Б.А., Никитин А.Д. Сверхмногоцикловые усталостные испытания на кручение	179
Титов О.В., Демьянушко И.В., Надеждин В.С., Груздев А.С. Влияние скорости нагружения на прочностные характеристики сверхвысокомолекулярного полиэтилена (СВМПЭ)	183

Томашевский А.С., Зверьяев Е.М. Построение математической модели композиционной балки	187
Торгованов А.О., Москвитин Г.В. Экспериментальное исследование деградации упругих свойств алюминиевых образцов при циклическом нагружении	191
Третьяков Д.А., Беляев А.К., Галютдинова А.Р. Нелинейное поведение скоростей ультразвуковых волн и акустической анизотропии при пластическом деформировании металлов	195
Третьяков М.П., Феклистова Е.В., Лыкова А.В. Экспериментальное изучение процессов ползучести и релаксации сталей на закритической стадии деформирования	199
Федоров А.А., Чернятин А.С., Матвиенко Ю.Г., Разумовский И.А. Локальное индентирование как способ снижения скорости роста усталостной трещины	203
Худякова А.Д., Темис Ю.М. Развитие подхода инвариантной теории пластичности к построению моделей неизотермического пластического течения	207
Чернов Д.В., Васильев И.Е., Столяров А.А., Коваленко Д.А. Диагностика дефектов в композитной пластине с применением методов неразрушающего контроля	211
Чернов Д.В., Матвиенко Ю.Г., Васильев И.Е., Бубнов М.А. Влияние технологических вырезов на результаты акустико-эмиссионной диагностики	216
Чунин В.В., Князев Д.А., Тимаков М.В. Моделирование роста трещины в диске ходового колеса подвижного состава	220

СЕКЦИЯ 3. Трибология

Асаев А.С., Мурог И.А., Иванайский А.В. Финишная обработка линз и изделий из керамики свободным абразивом с применением эффекта кавитации	225
Глазков Т.В., Нехаева Е.С., Привалов Е.А., Филатов В.В. Экспериментальное определение коэффициента трения качения	229
Имоназаров С.А., Копылов С.В. Исследование фрикционного взаимодействия полимеров методом электронного парамагнитного резонанса	233

Мещерякова А.Р. Влияние поверхностного слоя на накопление контактно-усталостных повреждений в условиях трения качения	237
Назаров А.Н., Прожега М.В., Иванников А.Ю., Бойцова О.В., Новиков А.В. Исследование особенностей эрозионно-коррозионного изнашивания покрытия на основе никеля	241
Николаев И.В., Леонтьев М.К., Дегтярев С.А., Деева М.А. Шлицевые соединения в условиях перекоса	245
Новиков А.В., Прожега М.В., Смирнов Н.И., Смирнов Н.Н., Назаров А.Н. Исследование ресурса и смазочных свойств пластичных смазочных материалов для подшипников качения	249
Пиладская С.С. Повышение точности и информативности результатов при тестировании антифрикционных материалов на машине Тимкена	253
Принц А.Н., Бирюков В.П., Савин А.П., Базлова Т.А. Лазерная наплавка сплавов на основе меди на сталь	257
Пугачев М.С., Архипов В.Е., Сахвадзе Г.Ж. Разработка способа получения антифрикционных износостойких покрытий для поверхностей трения подшипников скольжения погружных насосов	261
Савин А.П., Бирюков В.П., Панов Д.В., Принц А.Н., Петровский В.Н., Ушаков Д.В. Экспериментальное и расчетное определение упрочненных зон при лазерной закалке сталей	265
Яковенко А.А. Влияние формы индентора на контактные характеристики взаимодействия с вязкоупругим основанием	269

СЕКЦИЯ 4.

Вибрационные и колебательные процессы и системы

Алероева Х.Т., Алероев Т.С. Некоторые применения дробного исчисления	274
Альтшуль Г.М., Гуськов А.М., Долгов М.А., Пановко Г.Я. Исследование распределения технологической нагрузки по щеке вибрационной щековой дробилки	278
Афанасьева А.А., Гуськов А.М., Пановко Г.Я. Влияние геометрических и физических параметров системы Windbelt на характер потери устойчивости	282

Бриккель Д.М., Ерофеев В.И., Никитина Е.А. Влияние поврежденности материала на параметры нелинейной продольной волны, распространяющейся в стержне	286
Вальес Н.Г., Самольсов А.В. Разработка основ современного подхода при решении задач частотной отстройки конструктивных элементов в турбулентном потоке среды	290
Владимиров А.А., Афонин А.Н., Макаров А.В., Мартынов Е.М. Перспективы применения виброрезания при изготовлении и ремонте деталей горных машин	294
Замурагин Ю.М., Гуськов А.М., Крупенин В.Л. Влияние связи между свободными элементами динамического виброгасителя на поведение виброизолируемого тела	298
Иванов И.И., Белоусов В.В., Мясников В.Ю., Серебряков Н.Н., Шадрин Д.В. Исследование динамики ротора с учетом подшипника скольжения	302
Капитанов Д.В., Бобыльков А.Г., Капитанова О.В. Влияние неортогональности диска осевого электромагнитного подшипника на области устойчивости жесткого ротора на полном электромагнитном подвесе	306
Катембо А.Л., Канду В.В., Шитикова М.В. Численный анализ вынужденных колебаний висячего моста золотые ворота в случае внутреннего резонанса 1:1	310
Колесов Д.А., Ерофеев В.И., Крупенин В.Л. Эволюция возмущений, распространяющихся в вязкоупругом метаматериале	314
Крестниковский К.В., Никифоров А.Н. Моделирование контактной роторной системы	318
Кузнецов К.Ю., Марковец А.В., Мазин Л.С., Луганцева Т.А. Анализ периодических режимов колебаний пуансона ультразвуковой швейной машины	322
Ларькин А.А., Иванов И.И., Воронов С.А. Исследование динамики вибрационного сверления с гармоническим возбуждением через пьезоактуатор	326
Лыкина Н.А., Вальес Н.Г. Разработка основ современного подхода при решении задач частотной отстройки конструктивных элементов в турбулентном потоке среды	330
Лян И.П., Пановко Г.Я., Шохин А.Е. К вопросу об энергопотреблении вибрационных технологических машин	334

Никитин Е.А., Белкин А.Е. Расчёт виброзащитности груза полиуретановыми амортизаторами	338
Папкова И.В., Крылова Е.Ю., Крысько А.В. Контактное взаимодействие пластинчатых элементов НЭМС в поле цветного шума	342
Плещеев И.И., Иванов И.И., Воронов С.А. Исследование динамики вибрационного сверления с гармоническим возбуждением через электродинамический актуатор	346
Сабиров Ф.С., Боган А.Н., Михайлов И.С. Исследование динамических характеристик шпиндельных узлов партии токарных станков с ЧПУ	351
Степанов П.Г., Прокопов Е.Е. Математическая модель виброзащитной системы с непрямым управлением жесткостью упругого звена. Аналитическое и численное решение	355
Удалов П.П., Лукин А.В., Попов И.А. Точность теории Релея в задаче о полусферическом волновом твердотельном гироскопе	359
Чунин С.В., Шабуневич В.И., Акашев М.Г. Определение продольных усилий в рельсе по изменению его собственных частот колебаний	363
Шохин А.Е., Крестниковский К.В. Моделирование колебаний системы с кусочно-линейной характеристикой упругих элементов при возбуждении самосинхронизирующимися дебалансными вибровозбудителями	367

СЕКЦИЯ 5. Биомеханика

Арутюнов С.Д., Никитин И.С., Грачев Д.И., Никитин А.Д. Математическое моделирование жевательной нагрузки на базис съемного протеза при полном отсутствии зубов	372
Ковалев Н.С., Соловьев А.А., Сергеев А.М. Смарт-протез как биомехатронная система реабилитации	376
Костоев А.Т., Ракчеева Т.А. Исследование ориентационных характеристик зрительной иллюзии пересечения	380

Левченко И.М., Грибов Д.А., Крупнин А.Е., Арутюнов С.Д. Персонализированный биомеханический анализ подвижности зубов нижней челюсти при пародонтологическом лечении несъемными полимерными шинами с учетом различного подхода к определению физико-механических характеристик костной ткани	385
Овсянникова Е.Е., Каширин В.С. Моделирование течения крови на конечно-элементной модели живого сердца в программном комплексе FlowVision	389
Овсянникова Е.Е., Силаев Д.П., Каширин В.С. Моделирование кровообращения с помощью библиотеки гемодинамики в программном комплексе FlowVision	393
Петухов С.В., Петухова Е.С., Свирич В.И. Гиперболические и Фибоначчи числа в генетической биомеханике	397
Скорюков С.В., Киселёв В.В., Крупнин А.Е., Банин Е.П., Гуськов А.М., Сорокин Ф.Д. Оценка гидродинамических сил на импеллере осевого насоса вспомогательного кровообращения с применением методов вычислительной гидродинамики	406
Соловьев Д.О., Маслов Л.Б., Маслова И.Л., Суркова П.В., Жмайло М.А., Коваленко А.Н. Компьютерное моделирование и анализ напряженного состояния индивидуального эндопротеза тазобедренного сустава	410
Степанян И.В. Генеративный дизайн материалов и конструкций с неевклидовой геометрией	414
Степанян И.В., Леднёв М.Ю. Предсказание траектории движения объекта слежения на основе адаптивного регулятора	418
Фадеева И.В., Селезнева И.И., Давыдова Г.А., Фомин А.С., Гафуров М.Р., Баринов С.М., Полтавцев А.М., Полтавцева Р.А. Наноразмерные железозамещенные гидроксипатиты	423
Харах Я.Н., Крупнин А.Е., Грибов Д.А., Сорокин Ф.Д., Киракосян Л.Г., Арутюнов С.Д. Метод выбора конструкционного стоматологического материала для консольного мостовидного протеза в зависимости от жевательных нагрузок: конечно-элементный анализ	427
Шишова Н.В., Давыдова Г.А., Комбарова Н.А., Давыдова И.Б., Полтавцев А.М., Полтавцева Р.А. Использование нанолипосом в сочетании с высокомолекулярными природными соединениями при криоконсервации	431

СЕКЦИЯ 6.

Механика машин, управление машинами и робототехника

Антонов А.В., Чернецов Р.А., Ульянов Е.Е., Иванов К.А. Использование метода хорд для анализа рабочих зон механизма параллельной структуры	437
Архипов М.В., Вжесневский Е.А., Хмячина Е.А. Автоматизация построения траектории движения манипуляционного робота для проведения тензоалгометрии мягких тканей	441
Бордюгов Д.В., Брискин Е.С., Калинин Я. В. Об определении программного режима поступательного движения мобильного робота с двигателем минимальной мощности	445
Булличев О.В., Ахметшин А.А. Прямолинейное движение всенаправленного многоногого шагающего робота Стрирус	449
Бурханов А.А., Рябова Ю.С., Устинов С.А., Леонард А.В., Гаврилов А.Е. Об определении несущей способности грунта на маршруте движения шагающего робота с ортогональными двигателями	453
Ворочаева Л.Ю., Савин С.И. Исследование особых положений ползающего робота с управляемыми длинами звеньев	457
Ворочаева Л.Ю., Савин С.И. Исследование преодоления прыгающим роботом трапециевидного препятствия	461
Гулевский В.В., Пеньшин И.С., Брискин Е.С., Шаронов Н.Г. Подводная мобильная платформа с гусенично-якорно-тросовым двигателем	465
Ефимов М.И., Брискин Е.С., Шаронов Н.Г. О перемещении тросового робота по вертикальной поверхности	468
Иванов А.Г., Жога В.В., Павловский В.Е., Воробьева Н.С. Динамическая модель привода рабочего органа мобильного робота-пропольщика	472
Карлов А.Е., Печурин А.С., Яцун С.Ф. Моделирование копирующего движения ноги экзоскелета	476
Князев С.И., Маслов А.А., Яцун С.Ф. Математическая модель малогабаритного беспилотного подводного комплекса для экологического мониторинга водоемов	480

Ламоткин А.Е., Мисюра Н.Е., Митюшев Е.А. Применение кватернионов к задаче о плавном развороте космического аппарата	484
Мирошкина М.В., Брискин Е.С., Калинин Я.В. О переносе ортогонального движителя подводного мобильного робота в новое положение	488
Михайловская В. А. Определение внешних нагрузок, действующих на металлоконструкцию автогрейдера	492
Нанягеев И.Р., Шардыко И.В. Алгоритмы задания движения платформы и манипуляторов напланетного мобильного робота	497
Нгуен З.Т. Расширение области существования цилиндрических эвольвентных зубчатых передач	502
Пась О.В., Серков Н.А. Повышение точности движения по траектории путем коррекции управляющей программы по результатам калибровки многокоординатной машины с ЧПУ	506
Пеньшин И.С., Гулевский В.В., Шаронов Н.Г., Брискин Е.С. Об управлении движением роботов с движителями якорно-тросового типа	510
Платонов В.Н., Лепетухин К.Ю., Малолетов А.В., Брискин Е.С. Математическая модель динамики движения дождевальнoй машины для исследования эффектов самоустановки и самоориентации опорных тележек	514
Платонов В.Н., Шаронов Н.Г., Брискин Е.С. Динамика поступательного управляемого двумя приводами перемещения твердого тела с прямолинейным движением его центра масс	518
Приходько А.А., Коптева А.А. Кинематический и силовой анализ исполнительного механизма перемешивающего устройства с неравномерным движением рабочего органа	522
Савин С.И., Голоусов С.В., Заляев Э.М., Салихзянов А.М., Ворочаева Л.Ю. Особенности поведения предиктора нормальных реакций опорной поверхности для плоского двуногого робота	526
Саможеев И. А., Брискин Е.С. Уменьшение сопротивления движению судна посредством отклонения набегающего потока жидкости	530
Сердобинцев Ю.П., Макаров А.М., Иванюк А.К. Многокритериальная оптимизация проходимости мобильного робототехнического комплекса с адаптивными колесами	534

Фадеев М.Ю., Корбашов В.А., Малолетов А.В. Применение алгоритма компенсации при управлении параллельным неполноприводным тросовым роботом	538
Шестаков В. А., Караваев Ю. Л., Ефремов К. С., Клековкин А.В. Управление высокоманевренным мобильным роботом с манипулятором	542
Эрастова К.Г. Использование кинематической избыточности для увеличения эффективной рабочей зоны плоского 3-RRR механизма	546

СЕКЦИЯ 7.

Нелинейная и волновая механика и технологии

Варелджан М.В., Еремин А.А. Моделирование нестационарных сигналов в упругом волноводе	551
Федоренко Р.В., Индейцев Д.А., Кудрявцев А.А. Особенности формирования акустического сигнала в токопроводящих материалах с дефектами на его поверхности	555

СЕКЦИЯ 8.

Студенческая секция

Арутюнова А.С., Полилов А.Н., Жавыркин В.В. Расчетные и экспериментальные методы оценки концентрации напряжений в узлах крепления	560
Ахмедшин Э.Х., Татусь Н.А., Полилов А.Н. Влияние технологии изготовления отверстий на прочность волокнистых композитов	564
Беккер М.В., Рокотов Н.В. Устройство для намотки ребра композитной арматуры	569
Веркнер А.С., Гурьянова Е.О. Система стабилизации движения геофизической ракеты в вертикальной плоскости для цели точного измерения	573
Ветлицын М.Ю., Ивченко А.В., Шаронов Н.Г., Макаров А.М. Моделирование мехатронного узла реконфигурируемой модульной панели	578

Гуляев Ф.А., Батищев Я.А., Емельянова Г.А., Куликова Е.В. К вопросам обеспечения устойчивости стреловых самоходных кранов при учете различных аспектов их эксплуатации	581
Деева М.А., Попов В.В., Николаев И.В., Дегтярев С.А. Определение жесткостных характеристик эвольвентных шлицевых соединений	585
Дмитриев М.А., Брысин А.Н., Комаров П.В., Микаева С.А., Соловьев В.С., Никифоров А.Н. Управление приводом системы виброзащиты в режиме малых перемещений	589
Драцкая А.И., Скворцова А.А. Применение анизотропии жёсткости ячейки штейнера в новых композиционных материалах	593
Екимовская А.А., Лебедев В.В. Фрактальная конденсация	597
Екимовская В.А. Многократное дробление опасного астероида	601
Ефимова Е.В. Исследование динамики фрезерования податливой детали	605
Жавыркин В.В., Полилов А.Н., Татусь Н.А., Арутюнова А.С. Образец для корректного испытания композитов на растяжение	609
Жгут Д.А., Марченков А.Ю., Славинская Е.А., Хвостов А.А. Определение размеров зоны пластической деформации методом вихревых токов	612
Жигалова А.И. Неразбирающиеся конструкции и аддитивные технологии	616
Жукова В.С. Шагающее колесо – заявка на патент	620
Зотов Д.Д., Кудрявцев И.А., Чабунин И.С. Графо-аналитический метод расчета прямолинейных центрально сжатых стержней на устойчивость	624
Ипполитов А.О., Гоголев А.Л. Технология штамповки тонколистовой осесимметричной детали	629
Кастанов В.С., Андреев П.Ю., Городнов Д.А., Чабунин И.С. К вопросу о влиянии неподрессоренных масс мобильных машин	632
Колесников В.А., Рокотов Н.В. Анализ структуры прецизионной намотки с использованием компьютерного моделирования	636

Комаров П.В., Брысин А.Н., Дмитриев М.А., Лашко К.С., Соловьев В.С. Исследование модели электрического двигателя при импульсных воздействиях	640
Константинов Д.А., Гордин Д.Э., Мангасарян Г.А., Любецкая С.И. Моделирование технологических процессов обработки металлов давлением в авиа-двигателестроении методом конечных элементов	644
Крахмалев Н.О., Коростелёв Д.А. Примеры решения обратной задачи кинематики манипуляционных роботов на основе генетического алгоритма	649
Ларина К.М., Хейло С.В., Фукина О.В., Хандогина Е.Н., Владимирова Д.Н. Оценка факторов, влияющих на свойства СВЧ-защитной ткани	653
Ларинский К.С., Осипов Н.А., Рыбакова М.Р. Остаточные напряжения в цилиндрических деталях при поверхностном упрочнении	656
Локить А.Г., Демьянушко И.В., Надеждин В.С., Титов О.В. Влияние качества сборки на напряженно-деформированное состояние стойки дорожного ограждения	660
Максимова Е.А., Савельева И.Ю., Чередниченко А.В. Расчет теплонапряженного состояния диска с использованием свободного программного обеспечения CODE_ASTER	664
Матвиенко Ю.Г., Васильев И.Е., Чернов Д.В., Мищенко И.В. Повышение точности линейной локации источников акустической эмиссии	669
Пиванов П.В., Постоногова Д.С. Повышение эффективности электроэрозионной обработки отверстий малого диаметра	673
Пошехонов Р.А., Анисимов И.В., Горбунов А.С. Определение вязкого сопротивления плоского демпфера с ньютоновской жидкостью на основании подобия с задачей кручения	677
Прокудин Г.Ю., Шаронов Н.Г. Прототипирование роторно-ортогонального шагающего движителя	681
Пугачёв И.О., Богданов В.В., Кремнев Е.Д., Степанов Г.В. Концепции управления топливоподачи в современных дизельных двигателях на основе смарт-материалов	685
Рабичева Т.С., Щербаков В.И., Рыбакова М.Р. Исследование параметрических колебаний автомобильного колеса	689
Савостьянов В.И., Татусь Н.А., Склемина О.Ю. Разработка инновационных пружин из композитных материалов	692

Склемина О.Ю., Татусь Н.А., Полилов А.Н. Аналитический и конечно-элементный расчет многополостных баллонов	695
Харитонов М.П., Осипов Н.А., Лукьянов М.Н. Расчет фланцевых соединений на прочность и плотность	702
Шишлячев А.О. Анализ распределения напряжений в резьбовом соединении «шпилька-гайка»	707
Эльдиб И.С.А., Петров М.А. Применение системы 3D-сканирования RangeVision для подготовки качественных STL-моделей	711

СЕКЦИЯ 9.

Постерная секция

Аладин Д.В., Варламов О.О., Чувилов Д.А., Адамова Л.Е., Сараев Д.В. Управление машинами и роботами: создание миварных систем принятия решений для управления автономными тракторами и спецмашинами МЧС	716
Аладин Д.В., Варламов О.О., Адамова Л.Е., Чувилов Д.А., Сараев Д.В. Управление машинами и роботами: создание баз знаний для миварных систем принятия решений роботов и автомобилей	720
Аладин Д.В., Варламов О.О., Чувилов Д.А., Адамова Л.Е., Федосеев Д.А. Управление машинами и роботами: создание систем планирования в пространстве состояний (МИПРА)	724
Алпатов М.В., Демидов Д.Г., Винокур А.И., Крупенин В.Л. Подход к разработке бинарного формата кроссплатформенных 3D-моделей	728
Андреева Ю.Ю., Жуков Б.А., Калинин Я.В. Расчет резинометаллического амортизатора сдвига роботов	733
Бондаренко Г.А., Левин Л.А., Бочков С.Л. Конструктивные особенности приводов бипланетарных смесителей больших объемов	737
Дышеков А.И., Смирнов И.Г., Мирзаев М.А., Шереужев М.А. Принципы функционирования автономного устройства для контроля сорной растительности для задач точного земледелия	740

Жигалов М.В., Апрыскин В.А. Сравнение результатов решения задачи контактного взаимодействия нанобалок по различным теориям размерно-зависимого поведения	744
Зубова Е.М., Лобанов Д.С., Струнгарь Е.М., Темерова М.С. Изучение прочности слоистой изогнутой балки из углепластика при четырехточечном изгибе	747
Иванова Д.А., Ефимов И.А., Ротарь А.П. Анализ возможности использования магнитореологического эластомера в вакууме в составе системы активной виброизоляции	751
Кононенко К.М., Демидов Д.Г., Винокур А.И., Крупенин В.Л. Проектирование архитектуры искусственной нейронной сети для классификации при помощи роботизированных комплексов	755
Константинова А.П., Лебедев В.В. Формирование трассы орбиты космического аппарата для мониторинга земли	759
Косарева М.А. Десульфатация свинцовых аккумуляторов	763
Котов Г.П., Лукьянов М.Н., Пирожков В.А. Изучение влияния дисперсной фазы на трещиностойкость композитов при нормальном отрыве	767
Крылова Е.Ю., Папкина И.В., Синичкина А.О. Обоснование выбора численных методов при исследовании нелинейных колебаний микрополярных сетчатых цилиндрических панелей	771
Лобанов Д.С., Староверов О.А., Третьяков М.П. Особенности реализации закритической стадии деформирования композиционных материалов при растяжении	775
Лобанов Д.С., Зубова Е.М. Влияние температурного старения на механическое поведение конструкционного стеклопластика при межслоевом сдвиге	779
Лобова А.И., Кандаурова К.И., Масюк В.М., Орехов С.Ю. Исследование и натурное моделирование инерциальной системы позиционирования мобильной платформы	783
Лыкова А.В., Ильиных А.В. Изучение закономерностей накопления повреждений в условиях малоциклового нагружения и переменных параметров цикла	787
Масленникова Е.В. Исследование зависимости качества клевого шва и параметра ёмкости в соединении типа «вал-штулка»	791

Мирошкина М.В., Лепетухин К. Ю., Малолетов А.В. Алгоритмы управления движением подвижных опор дождевальная машины кругового действия	795
Михеев П.С., Демьянушко И.В., Карпов И.А. Проблемы моделирования удара автомобиля о дорожное ограждение методом конечных элементов	800
Аль Манджи Халиль Хамед Мохаммед, Ларина Е.А., Яцун С.Ф., Шорстов В.А. Матричный измеритель силы для оценки взаимодействия стопы с опорной поверхностью	804
Мясоедов К.Р., Епифанов Е.Д., Масюк В.М., Пчелкина И.В. Сравнение динамических характеристик идеальной модели векторного управления и её реального аналога на основе ТАУ	808
Николаев М.Е., Несмиянов И.А., Захаров Е.Н. Определение зоны обслуживания сельскохозяйственного погрузочного робота с манипулятором параллельно-последовательной структуры	812
Поликарпов А.Н., Плясов А.В. Моделирование планетарного редуктора 3К-2G-H в САЕ программе KISSYS	816
Помыткин В.А., Костин Н.Р., Тарасов А.Е. Перспективные конструкции деформирующе-выглаживающих инструментов с РМР профилем	820
Рабичева Т.С., Мочалова Т.С., Забайкин С.М., Самойлова А.С. Синтез рычажного механизма с двойным ходом выходного звена в программе параметрического моделирования T-FLEX CAD	824
Рожнова М.А. Статистическая обработка накапливающейся выборки физического эксперимента	828
Салтыкова О.А., Крылова Е.Ю., Крысько В.А. Нелинейная динамика замкнутых цилиндрических оболочек при действии продольных и поперечных нагрузок	832
Салтыкова О.А., Крылова Е.Ю., Крысько В.А. Метод переменных параметров Биргера в задачах гибких пластинок	835
Самыловский И.А. Оптимальные по времени траектории системы типа «тележка» при наличии фазового ограничения	839
Синица М.О., Комшин А.С. Разработка технологий контроля бесконтактным методом измерений	841
Скворцова А.А. Патент на механизм шагающей машины	845

Стоянцов Н.М., Ганшкевич А.Ю., Александрова О.А. Актуальные вопросы вибродиагностики механического оборудования порталных кранов	849
Сычев А.С., Байкова Е.И., Ченцов А.В., Кукуджанов К.В. Исследование влияния импульсного электромагнитного поля на залечивание микротрещин внутри цинковых образцов	853
Тимофеев В.В., Петров М.А. Выбор ровинговой ткани с пропиткой для применения в процессах горячей объемной штамповки	856
Третьякова Т.В., Мугатаров А.И., Феклистова Е.В. Экспериментальное исследование макролокализации пластического течения AL-MG сплава при сложном напряженном состоянии	860
Тумакова Е.В. Взаимосвязь геомагнитных бурь с функционированием электромеханических объектов	865
Федорова Е.Д. Расчёт освещённости поверхности источником сложной формы	868
Феклистова Е.В., Вильдеман В.Э., Третьяков М.П. Изучение влияния параметров численного моделирования на решения краевых задач о разрушении тел с трещиноподобными дефектами	872
Филина О.А., Яшагина А.В., Иванов Н.С., Колесов А.А. Построение проверяющего и диагностического тестов для функциональной схемы объекта диагноза	876
Цинколенко О.А., Золотов Б.С., Шебешев К.И., Пахомова С.А. Исследование вакуумной цементации стали 8X4B9Ф2-III	880
Яковлева Т.В., Кружилин В.С., Крысько В.А. Контактное взаимодействие двухслойного пакета нанобалок Бернулли- Эйлера с зазором между ними	884
Галсанова Э.Ц., Калинин Я.В., Тарасова Т.А., Тарасова И.А. Устойчивость курсового движения шагающего робота со сдвоенными ортогонально-поворотными движителями	888

СПОНСОРЫ МИКМУС-2019

The logo for ABBYY, featuring the word "ABBY" in a bold, red, sans-serif font, followed by "YY" in a slightly smaller, red, sans-serif font. A small registered trademark symbol (®) is located to the upper right of the second "Y".

Компания АBBYУ

www.abbyy.com

Крупнейший разработчик решений в области искусственного интеллекта, ввода документов, обработки данных и перевода

The logo for ASCON, consisting of a stylized orange triangle on the left containing a white star-like shape, followed by the word "АСКОН" in a bold, grey, sans-serif font.

Компания АСКОН

www.ascon.ru

Крупнейший российский разработчик инженерного программного обеспечения и интегратор в сфере автоматизации проектирования и производства

Самостоятельное подразделение группы АСКОН, занимающееся вопросами геометрического моделирования. Резидент Сколково

The logo for ESET, featuring the word "eset" in a white, lowercase, sans-serif font inside a dark teal rounded rectangle.

Компания ESET

www.esetnod32.ru

Ведущий международный разработчик антивирусного программного обеспечения, эксперт в области защиты от киберпреступности и компьютерных угроз

Оргкомитет конференции выражает признательность и благодарит Компании АBBYУ, АСКОН, ESET за оказанную поддержку в организации мероприятия

**Юбилейная XXXI
Международная инновационная
конференция молодых ученых и студентов
по проблемам машиноведения**

МИКМУС-2019

Сборник трудов конференции

Н.А.Татусь Ответственный редактор
О.Ю.Склемина Главный редактор

Редакторская коллегия

А.А.Никифоров, М.В.Прожега, М.С.Пугачев, К.Б.Саламандра

В.И.Свирин, А.В.Фролова, А.Е.Шохин, И.П.Лян,

В.Д.Самусенко, О.И.Кулаков

В.В.Шабалин Художественное оформление

www.mikmus.ru

© ИМАШ РАН, 2020