

Министерство образования и науки Российской Федерации
Российская Академия наук
Восточно-Сибирский государственный университет
технологий и управления
Институт машиноведения имени А.А. Благонравова РАН
Уханьский текстильный университет (Китай)
Иркутский государственный университет путей сообщения
Братский государственный университет

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ СОВРЕМЕННЫХ МАШИН

Материалы
VII Международной научной конференции
25 – 30 июня 2018 г.

Том 1

Улан-Удэ
Издательство ВСГУТУ
2018

УДК 621.01
ББК 34.41
П 781

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Восточно-Сибирского государственного университета технологий и
управления

Редакционная коллегия

И.Г. Сизов, *г. Улан-Удэ*
В.К. Асташев, *г. Москва*
В.С. Балбаров – *ответственный редактор, г. Улан-Удэ*
А.Д. Грешилов, *г. Улан-Удэ*
С.В. Елисеев, *г. Иркутск*
С.К. Каргапольцев, *г. Иркутск*
П.М. Огар, *г. Братск*

П 781 **Проблемы механики современных машин:** материалы VII
Междунар. науч. конф. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2018. – Т. 1. –
338 с.

ББК 34.41

© ВСГУТУ, 2018

Ministry of Education and Science of the Russian Federation
Russian Academy of Sciences
East Siberia State University of Technology and Management
Mechanical Engineering Research Institute
of the Russian Academy of Sciences (IMASH RAN)
Wuhan Textile University (People's Republic of China)
Irkutsk State Transport University
Bratsk State University

ISSUES ON MODERN MACHINES MECHANICS

Proceedings of the VII International scientific Conference

June 25 – 30, 2018
Ulan-Ude, Baikal

Tom 1

Ulan-Ude
Publishing Department of East Siberia State University
of Technology and Management
2018

УДК 621.01

ББК 34.41

П 781

Editorial Staff

I.G. SIZOV, *Ulan-Ude*

V.K. ASTASHEV, *Moscow*

V.S. BALBAROV, *Ulan-Ude* – Science editor

A.D. GRESHILOV, *Ulan-Ude*

S.V. ELISEEV, *Irkutsk*

S.K. KARGAPOLTSEV, *Irkutsk*

P.M. OGAR, *Bratsk*

П 781 **Issues on Modern Machines Mechanics:** Proceedings of the VII International scientific Conference . – Ulan-Ude: Publishing Department of East Siberia State University of Technology and Management, 2018. – Т.1. – 338 p.

ББК 34.41

© ВСГУТУ, 2018

СТРУКТУРА, КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

УДК 621.01

СТРУКТУРНЫЕ ПРИЗНАКИ МЕХАНИЗМОВ С. АБДРАИМОВА

Абдраимов Э.С., Абдраимова Э.Э.

*Институт машиноведения национальной академии наук КР,
Научно-исследовательский центр проблем машиностроения им С.Абдраимова,
Кыргызстан, Бишкек, engineer2013@inbox.ru.*

Рассмотрены шарнирно-рычажные четырёхзвенные механизмы предложенные С.Абдраимовым для создания механизмов переменной структуры, в том числе ударных машин рычажного типа. Описаны особенности этих механизмов и их структурные признаки.

***Ключевые слова:** Механизмы переменной структуры (МПС) Абдраимова С., особое положение звеньев, структурные группы, диада, связь.*

STRUCTURAL FEATURES OF MECHANISMS S. ABDRAIMOV

Abdraimov E.S., Abdaimova E.E.

*Institute of Engineering Science of the National Academy of Sciences of the Kyrgyz Republic,
Research Center for Problems of Mechanical Engineering named after S.Abdraimov,
Kyrgyzstan, Bishkek, engineer2013@inbox.ru.*

The articulated four-link mechanisms proposed by Samudin Abdraimov for creating mechanisms of variable structure, including lever-type impact machines, are considered. Their features and structural features are described.

***Key words:** Mechanisms of variable structure (MPS) Abdaimova S., special position of links, structural groups, dyad, connection.*

В работе рассмотрены шарнирно-рычажные четырёхзвенные механизмы, предложенные С.Абдраимовым для создания механизмов переменной структуры, в том числе ударных машин рычажного типа. Важной особенностью этих механизмов является возможность звеньев выстраиваться в одну линию. В силу ряда причин это положение называется особым. Частным случаем такого шарнирно-рычажного четырёхзвенного механизма является параллелограммный механизм. В истории этот механизм известен ещё с начального периода промышленной революции со второй половины 18 века. Джеймс Уатт получил в 1784 году патент на своё изобретение, получившее широкое применение в качестве универсального привода того периода. Его изобретение способствовало бурному росту промышленности и легло в основу научного изучения особенностей механизмов. Менее чем через сто лет начали публиковаться первые научные работы. Одна из них, опубликованная в 1870 г., работа П.Л. Чебышева «О параллелограммах». В ней анализируя параллелограмм Уатта, им, впервые, представлена структурная формула подвижности плоского механизма. Хотя авторы исследований не уделяли внимания особенностям присущим параллелограммному механизму в особом положении.

В работе [1] отмечена особенность шарнирно-рычажного четырёхзвенного механизма с особым положением звеньев, у которого выходное звено – коромысло может двигаться по любой из 3 вариантов траектории. Наличие мгновенной статической (кинематической) неопределимости в особом положении или области бифуркации делает эту схему

исключением из общепринятого положения, а шарнирно-рычажный четырёхзвенный механизм получает в этом положении степень подвижности, равную двум. Данная особенность была известна давно. Машиноведами-практиками выработано достаточно подходов к обеспечению требуемой подвижности в этом положении. С первой половины 19 века известен подход, где в механизме привода паровоза спаренный шарнирно-рычажный параллелограммный механизм (называемый также механизмом равных кривошипов) использовали со сдвигом фазы движения колёсной «спарки» на 90^0 . Известен строенный механизм передачи вращения, где ведущий и ведомый (одинаковые) кривошипы соединялись тремя шатунами, сдвинутыми по фазе на 120^0 . Продолжительное время это особое положение называли «мёртвым», что подразумевало отсутствие возможной подвижности. Известно использование различных по конструктивному исполнению приспособлений типа вилок-зацепов, выводящих ведомое звено из «мёртвого» положения, впоследствии образовавшего современный подход в конструировании приводных тележек электропоездов, основанный на использовании высшей кинематической пары – зубчатого зацепления. Но для шарнирно-рычажного четырёхзвенного механизма без избыточных (вредных) связей особое положение звеньев не является «мёртвым», в силу того, что ведомое звено, как отмечалось в работе [1], всё равно переместится по какой-нибудь траектории. В то время как для кривошипно-ползунного механизма, в частных случаях в силу соосной направленности действующих сил и моментов, возникает «мёртвое» положение для движения звеньев. Это привело к широко используемому, прежде всего, в двигателестроении термину – мёртвая (верхняя и нижняя) точка. Одно из распространённых устройств для перехода механизма через мёртвую точку является маховик, обладающий соответствующими параметрами, расчёту которых, уделено сегодня отдельное место в учебных курсах.

Рассмотрим на схемах приведённые рассуждения о влиянии особого положения на подвижность шарнирно-рычажного четырёхзвенного механизма. На рисунке 1а параллелограммный механизм в современном представлении. Такая схема не устойчива из-за особого положения и может, как отмечали авторы, перейти в антипараллелограммный механизм, рисунок 1б, с не равными угловыми скоростями кривошипов. Особое положение звеньев механизма представлено на рисунке 1в. На рисунке 2а показана конструктивная схема колёс паровоза со сдвигом фазы движения колёсной «спарки» на 90^0 , позволяющей избежать неопределённости движения звеньев в особом положении. На рисунке 2б вид этой спарки представленной в справочной литературе последующих лет. В современной литературе, в частности [2], эта схема трансформировалась и стала примером лишней подвижности и избыточных (пассивных) связей вносимых вторым шатуном.

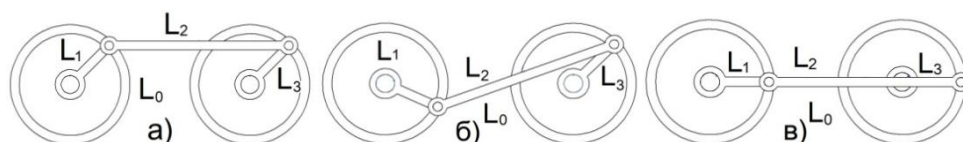


Рис. 1. Параллелограммный (а) и антипараллелограммный (б) механизмы, в – особое положение звеньев механизма

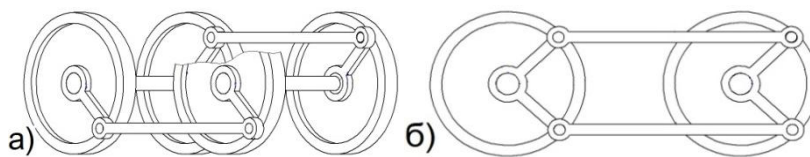


Рис. 2. Спарка колёс паровоза

Вне зоны особого положения сдвигание приводит к пассивным связям, зато механизм имеет степень подвижности, равную единице, т.е. определённую движением в любом положении. Иначе говоря, в рассматриваемом случае необходимо говорить не о пассивности, а наоборот об активности налагаемых связей, позволяющей в особом положении, сохранить определённую движением. Это, как минимум, отражает деятельность машиноведов-практиков и их заслуги в создании таких устройств. Помимо влияния на работоспособность механизма эти избыточные связи имеют как схожие, так и принципиальные различия. Например, точность изготовления как фактор, влияющий на возникновение избыточных (пассивных) связей, актуален в случае применения активных связей. Вместе с тем, активная связь не может быть лишней, т.к. участвует в передаче движения в определённый момент. Шатун с двумя кинематическими парами, у которой подвижность равна минус единице, уже встречавшаяся в литературе структурная группа, называемая В.В. Добровольским цепью отрицательного порядка, а У.А. Джолдасбековым и его учениками – замыкающей кинематической цепью (бинарное звено).

Безусловно, общим для обозначенных структурных групп является отрицательная подвижность, определённым образом влияющая на подвижность в любом положении механизма. Но в рассматриваемом нами случае отрицательная подвижность структурной группы влияет на подвижность параллелограммного механизма эпизодично – в особом положении, когда в механизме возникает степень подвижности, равная двум. Эпизодическое влияние на подвижность механизма также оказывает упругость, в том числе специально закладываемая в конструкции деталями с «внутренней подвижностью». Зазоры проявляются аналогичным образом. В силу особенностей свойственных жесткости и зазорам авторы стараются их обособить и рассматривать отдельно. Поэтому можно отметить, что активная связь оказывается следствием ряда особенностей, и имеет эпизодическое воздействие в строго определённый момент на подвижность механизма.

Примечателен опыт создания безмуфтовых прессов типа «Уста» (Мастер) [3, 4], рисунок 3. Кривошипно-ползунный механизм пресса «Уста» переходит в холостой режим, не за счёт традиционного разъединения с приводом муфтой с одновременным остановом ползуна тормозом, воспринимающим все инерционные нагрузки. Для останова ползуна в холостом режиме производится замена кривошипно-ползунного механизма кривошипно-коромысловым механизмом. При этом движение от привода передаётся коромыслу расфиксированному вспомогательным устройством. Все вспомогательные устройства пресса не воспринимают технологических нагрузок.

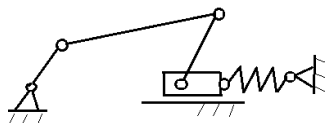


Рис. 3. Схема пресса «Уста»



Рис. 4. Диада Абдраимова-Невенчанной

Конструктивная, технологическая простота пресса, высокое быстродействие позволило превзойти по своим качествам все имеющиеся как советские, так и зарубежные аналоги. Ползун, в холостом режиме, удерживается не жесткой фиксацией, а упругим элементом – пружиной. В работе [5] впервые предложено принять пружину вместе с двумя кинематическими парами, как отдельный элемент в структуре механизма под термином – звено восстановления, являющийся активным звеном, способным играть роль второго ведущего звена. При этом роль особого положения звеньев кривошипно-коромыслового механизма остается ключевой, благодаря которому сохраняется условие для некоторого «малого изменения геометрического параметра механизма, приводящее к скачкообразному изменению закона движения выходного звена».

Последующему развитию синтеза всевозможных схем «Уста» способствовало использование известного метода синтеза предложенного Ассуром Л.В., но с диадой содержащей звено восстановления [6], которой можно дать имя её авторов – Абдраимова-Невенчанной, (рисунок 4). Методологический подход, где в шарнирно-четырёхзвенный механизм включается данная диада, сочетающая вращательные и поступательные пары, позволило синтезировать механизмы переменной структуры (МПС), с одним особым положением звеньев, которые могут трансформировать одноподвижные четырёхзвенные схемы. Например, схема на рисунке 3 может трансформировать кривошипно-коромысловый механизм в кривошипно-ползунный. Остается обязательным в комментариях пояснять важность особого положения звеньев для создания МПС.

Созданию эффективной конструкции на основе кривошипно-коромыслового механизма предшествует геометрический синтез оптимальной схемы. Разработана методика, представленная в работе [7], с помощью которой «составлена пространственная диаграмма, представляющая собой область существования различных видов шарнирно-четырёхзвенных механизмов». Эффективным инструментом для проведения геометрического синтеза послужили четыре теоремы Абдраимова С. [8]. Доказательство этих теорем представлено в работе [9]. В этой работе из пространственной диаграммы выделена область, имеющая форму тетраэдра, на плоскостях которого расположены кривошипные шарнирно-четырёхзвенные механизмы с особым положением звеньев. Таким образом, механизмы, расположенные на плоскостях, обладают общим признаком МПС Абдраимова С., в том числе, совместимыми геометрическими параметрами для создания МПС с двумя и более особыми положениями звеньев. Условно, по величине наибольшего звена, механизмы, составляющие три плоскости, названы механизмами с наибольшим шатуном, наибольшим основанием, наибольшим коромыслом. По граням тетраэдра расположены механизмы Галлоуэя и параллелограммный механизм Уатта.

Вернёмся к особенности, когда выходное звено – коромысло шарнирно-четырёхзвенного механизма оказывается не управляемым в особом положении звеньев. Именно эта особенность, присущая механизмам Абдраимова С., использована для создания рычажных ударных машин. Апробированы ряд ударных машин на основе схемы с наибольшим шатуном, (рисунок 5). Первое авторское свидетельство на прототип было получено ещё в 1984 году № SU1120097, а позже было запатентовано условие возникновения особого положения в механизмах Абдраимова С. Создано ударное устройство на основе схемы с наибольшим коромыслом, прорабатывается схема с наибольшим основанием. Надо отметить, что в современной литературе [10,11], используются определения неудерживающих связей или внешних связей, возникающих как следствие предусмотренного движением звеньев механизма, в том числе в его крайних положениях. Но в случае с рычажными ударными машинами Абдраимова С. определённость движения звеньев в особом положении обеспечена второй связью коромысла эпизодически возникающей в этом положении с инструментом во время их соударения. Иначе говоря, возникающая связь выполняет активную роль в определении дальнейшего закона движения выходного звена, как отмечено в работе [1]. На рисунке 6 представлены структурные группы в момент возникновения активной связи в составе: начального звена и двух бинарных звеньев. Четырёхугольник – структурный элемент (кинематическая пара) – условное обозначение возникающей активной связи коромысла с инструментом.

Надо отметить, что кривошипно-коромысловый ударный механизм отбойного молотка, созданный на основе рычажного механизма Абдраимова С., отличается выраженным нелинейным характером движения, высокими знакопеременными нагрузками растяжения-сжатия, свойственным аналогичным устройствам импульсного действия. Поэтому в динамике механизма необходимо учитывать и возникающие упругие условия связи соударяемых частей. Вообще, упругость компенсирует действие избыточных связей,

добавляет подвижность, учесть которую как отдельное слагаемое в структурной формуле, предложено в работе [12]. В нашем случае, упругое соударение тел задаёт обобщенные координаты выходному звену ударника в зоне особого положения звеньев, выполняя для этого звена роль второго привода. Величина зоны вблизи особого положения определяется податливостью механизма.

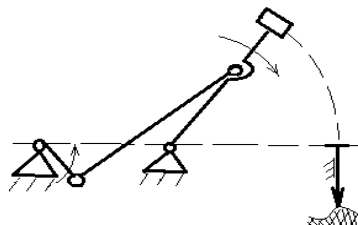


Рис. 5. Ударный механизм С. Абдраимова

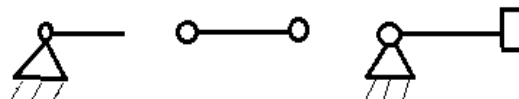


Рис. 6. Структурные группы возникающие в особом положении звеньев ударника

Как видим, в случае с ударными механизмами Абдраимова С., в особом положении имеет место сложный процесс, связанный сначала с исключением возникающей подвижности активной связью, и последующим заданием обобщённых координат выходному звену в пределах зоны особого положения. При проектировании ударника актуален вопрос точности изготовления обеспечивающего особое положение звеньев. Небольшая погрешность вызывает возникновение пиковых значений сил и их реакций и как минимум заклинивание ударника. Помимо обеспечения особого положения звеньев, актуально проектирование «рационального» механизма без избыточных связей, возникающих, в том числе эпизодично, как следствие соударения коромысла с инструментом. Это обстоятельство формирует особые требования к выбору типа кинематических пар, в том числе допустимых зазоров в соединениях звеньев. В свою очередь, это определяет величину зоны особого положения и как следствие этого остальные динамические параметры.

Библиография

1. Абдраимов Э.С., Касымалиев Б.М., Бакиров Б. Об особенностях МПС С. Абдраимова для создания машин ударного действия // Материалы VI Международной конференции «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2015. – Т. 2. – С. 3-10.
2. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник, 2-е изд. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
3. Алимов О.Д., Абдраимов С. Основы теории прессов с механизмами переменной структуры. – Фрунзе.: Илим, 1988. – 293 с.
4. Абдраимов С., Турсунов К.Д. Механизмы переменной структуры и переменного класса в кузнечно-прессовых машинах. – Бишкек.: Илим, 1993. – 163 с.
5. Абдраимов С., Невенчанная Т.О. Построение механизмов переменной структуры и исследование их динамики. – Фрунзе.: Илим, 1990. – 175 с.
6. Абдраимов Э.С. Структурный синтез механизмов переменной структуры. – Бишкек.:Илим, 2001. – 100 с.
7. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек.: Илим, 2005. – 196 с.
8. Абдраимов С., Джуматаев М.С., Абытов А.А. Шарнирно-четырёхзвенные механизмы переменной структуры // Материалы совещания по безмуфтовым прессам с механизмами переменной структуры. – Фрунзе: Илим, 1989. – С. 33-41.

9. Абдраимова Н.С. Шарнирно-рычажные механизмы с двумя особыми положениями. – Бишкек.: Илим, 2009. – 148 с.

10. Смелягин А.И. Структура механизмов и машин: Учеб. Пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2002. – 308 с.

11. Пожбелко В.И., Лившиц В.А. Теория механизмов и машин в вопросах и ответах: Компьютеризированное учебное пособие для самостоятельной работы студентов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2004. – 439 с.

12. Джураев А.Д., Давидбаев Б.Д., Зулпиев С.М., Давидбаева Н.Б. Структурный, кинематический и динамический анализ рычажно-шарнирных муфт с упругими элементами карданных механизмов. – Фергана: Фарғона, 2013. – 116 с.

УДК 629

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ САМОЛЕТА SONO TRIPLE X1

Баасанболд Б.*, Батзоригт Э., Тумур Э.***, Галсандорж А.****,
Тумур-Очир Э.*******

*Монгольский государственный университет науки и технологии, Монголия, Улан-батор,
*baasandorj.space@must.edu.mn, **e.batzorigt@hotmail.com, ***enkhbold@must.edu.mn,
****amarmend@must.edu.mn, *****jonon@must.edu.mn*

В работе представлены некоторые результаты аэродинамического расчета основного крыла экспериментального самолета методом аналогии с плоской пластиной SONO TRIPLE X1 при следующих компоновках: воздушных винтов на крыле и без винтов на крыле.

Ключевые слова: *Аэродинамический поляр, взлётно-посадочный характеристик, метод аналогии с плоской пластиной, профильное сопротивление.*

SONOD TRIPLE X1 AIRPLANE CALCULATION

Baasanbold B. *, Batzorigt E. **, Tumur E. *, Galsandorj A. ****,
Tumur-Ochir E. *******

*Mongolian State University of Science and Technology, Mongolia, Ulaanbaatar,
*baasandorj.space@must.edu.mn, **e.batzorigt@hotmail.com, ***enkhbold@must.edu.mn,
****amarmend@must.edu.mn, *****jonon@must.edu.mn*

The paper presents some results of the aerodynamic calculation of the main wing of the experimental aircraft in analogy with the flat plate SONO TRIPLE X1 with the following arrangements: propellers on the wing and without propellers on the wing.

Key words: *aerodynamic polar, takeoff and landing characteristics, analogy method with a flat plate, profile resistance.*

Введение

В настоящее время квадрокоптер широко используется в различных целях. Но если сравнить с БПЛА с крылом имеет некоторые технические недостатки такие как: малая дальность полета, малая грузоподъемность, повышенная шумность, невысокая скорость полета и т.д. С другой стороны БПЛА с крылом так же имеет недостатки, один из них и самым характерным является длина разбега.

Мы решили устранить этот недостаток путем создание БПЛА с наименьшим разбегом и с этой целью создали экспериментальный самолет Sono Triple X1. В этой работе представлены некоторые аэродинамические расчеты Sono Triple X1. [1]

1. Метод аналогии с плоской пластиной

Для определения пассивного сопротивления крыла применяют аналогию с плоской пластиной, которая заключается в следующем: рассчитывается омываемая поверхность профиля крыла, определяется коэффициент сопротивления трения C_F гладкой плоской пластины с эквивалентной длиной проекции по потоку и положением точки перехода пограничного слоя от передней кромки, вводятся два поправочных коэффициента η_c и η_m , первый учитывает отличие коэффициента трения плоской пластины для несжимаемого потока от такого же коэффициента трения для профиля крыла, второй коэффициент учитывает влияние фактора сжимаемости. Оба поправочных коэффициента учитывают сопротивление давления рассматриваемых тел, которое для удобообтекаемых тел значительно меньше сопротивления трения. Коэффициент сопротивления, учитывающий сопротивление трения и давления называется профильным сопротивлением.

1.1 Коэффициент профильного сопротивления крыла

Рассчитаем профильное сопротивление крыла, используя метод аналогии с плоской пластины:

$$C_{ха\text{ кр}} = 2 \cdot C_f \cdot \eta_c \cdot \eta_m \quad (1)$$

где $C_{ха\text{ кр}}$ - коэффициент профильного сопротивления крыла;

C_f - коэффициент сопротивления трения плоской пластины в несжимаемом потоке;

η_c и η_m – коэффициенты, учитывающие влияние на профильное сопротивление толщины профиля и числа Маха M_∞ , соответственно.

1.1.1 Коэффициент профильного сопротивления крыла при компоновке без воздушных винтов на крыле

Сопротивление трения профиля отличается от сопротивления двухстороннего трения пластинки, так как, во первых, у пластинки и профиля разные характеристики пограничных слоев, а вторых разные площади поверхностей. Эти факторы и наличие небольшого сопротивления давления, вызванного вязкостью, учитывается коэффициентом η_c (нижний индекс “с” указывает на толщину профиля – главный фактор отличия профиля от плоской пластины) (рисунок 1).

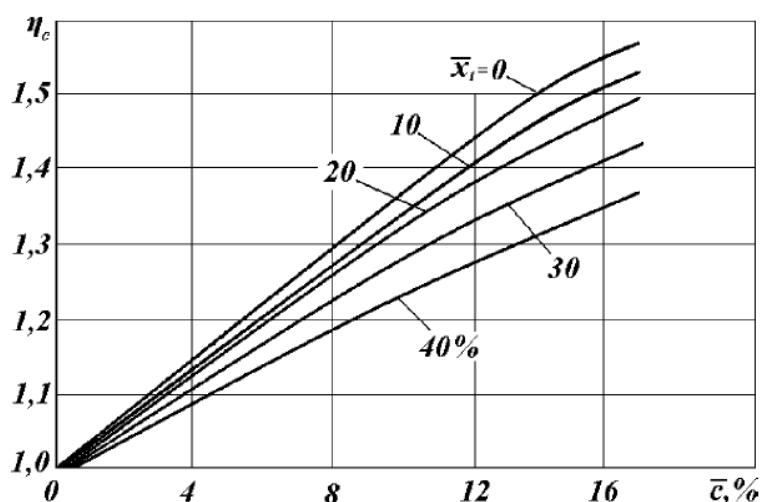


Рис. 1. Поправочный коэффициент, учитывающий влияние толщины профиля на сопротивление трения крыла

Исходные данные крыла: Профиль Clark X, относительная толщина профиля $\bar{c} = 12,5\%$, размах крыла $l = 4,0$ м, площадь крыла $S = 2,784 \text{ м}^2$, средняя геометрическая хорда $b_{cp} = 0,354 \text{ м}$, [2].

Где $\bar{x}_t = x_t / b_{cp}$ - относительная координата точки перехода ламинарного пограничного слоя (ЛПС) в турбулентный слой (ТПС); $\bar{x}_t$ - расстояние от передней кромки крыла до линий перехода ЛПС в ТПС, м; расчетная высота полета $H = 3000 \text{ м}$, расчетная скорость $V = 3 \text{ м/сек}$.

Обычно точки перехода ЛПС в ТПС на верхней и нижней поверхностях находятся на разных расстояниях от передней кромки. Для приближённых инженерных расчётов принимают среднее значение величины $\bar{x}_t$ для верхней и нижней поверхностей. Приближённое значение величины $\bar{x}_t$ рассчитывается как минимальное из трёх указанных в фигурных скобках [4]

Для расчета безразмерной координаты $\bar{x}_t$ перехода ЛПС в ТПС можно использовать формулу

$$\bar{x}_t = \frac{Re_*}{Re} \quad (2)$$

где $Re_* = Re_{*\chi=0} \cdot K_\chi$ - критическое число Рейнольдса, зависящее от числа M_∞ полёта, шероховатости поверхности крыла и угла стреловидности по передней кромке. Число $Re_{* \chi=0}$ соответствует прямому крылу $\chi_* = 0$, определяется по графику (рисунок 2) в зависимости от

параметра $\frac{h_{ш}}{b_{cp}} Re_\infty$ (3), учитывающего влияние шероховатости и числа M_∞ . Входящую в этот

параметр среднюю высоту бугорков шероховатости определяют по данным таблицы 2 [2]; коэффициент $K_\chi = 1$, так как крыло прямое (рисунок 15) [2].

При определении коэффициента одностороннего трения плоской пластинки C_F можно пользоваться графической зависимостью, показанной на рисунке 3 [5].

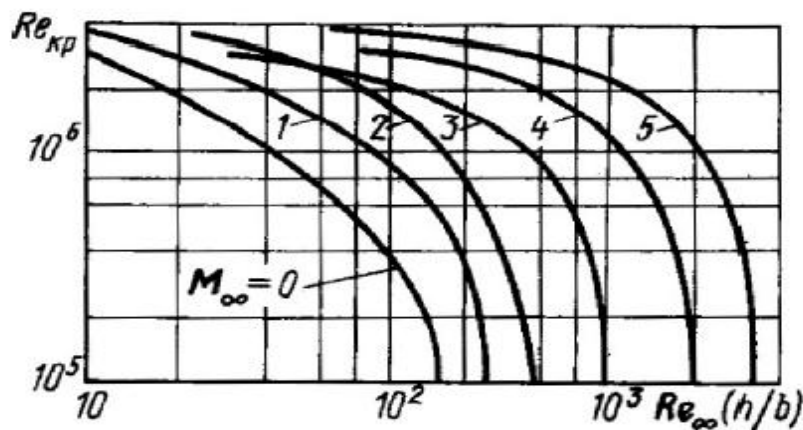


Рисунок 2- График определения критического числа Рейнольдса для плоской

Для крыла рассчитываем число $Re = \frac{V \cdot b_{cp}}{\nu} = \frac{27 \cdot 0,354}{14,61 \cdot 10^{-6}} = 6,542 \cdot 10^5$ Рейнольдса

$h_{ш} = 40 \text{ мкм}$ по формулам (3) и (рисунок 2) рассчитываем $Re_* > 1 \cdot 10^6$, отсюда найдем $\bar{x}_t = \frac{Re_*}{Re} > 1$. То есть получается полностью ЛПС. Для ЛПС при значениях чисел Рейнольдса

$$Re \leq 4,85 \cdot 10^5$$

$$C_F = \frac{1,328}{\sqrt{Re}} = 0,00603$$

Рассчитаем профильного сопротивления крыла по формулам (1) и рисунку 1, $C_{ха \text{ кр}} = 0,016225$

1.1.2 Коэффициент профильного сопротивления крыла при компоновке воздушных винтов на крыле

Невозмущенный поток проходя воздушного винта становится турбулентными, следовательно

$$C_F = \frac{0,455}{(\log Re)^{2,58}} = 0,008462.$$
 В этом случае профильное сопротивление крыла $C_{ха\ кр} = 0,02276.$

При малых скоростях ТПС имеет особенность: он может с помощью небольших вихрей переносить энергию (скорость) из внешнего потока в заторможенный слой. Благодаря большей скорости этот слой частично преодолевает повышение давления на задней стороне крыла. Отрыв потока прекращается, происходит прилегание потока, в значительно уменьшившейся вихревой зоне устанавливается избыточное давление и C_x уменьшается, плюс к этому давление перед крылом из за винта меньше чем невозмущенного потока следовательно сопротивление давление так же меньше [3].

Заключение

Таким образом, компоновка воздушных винтов на крыле дает меньше значение минимального скорости полета. Это дает нам получить меньше взлетная и посадочная скорости соответственно меньше длина разбега и пробега. В результате испытания показал 2м длина разбега.

Библиография

1. *Бямбацогт З., Батсук Б.* Технологическое решение для трех подъемных беспилотных подъемных устройств подъемной поверхности.. 2018. – С.78.
2. *Васильев В.В., Никитин А.Н., Фролов В.А., Шахов В.Г.* Расчёт аэродинамических характеристик дозвуковых самолётов. Самара: СГАУ, 2012. – 63 с.
3. *Schmitz F.W.* Аэродинамика малых скоростей. М.: Изд-во ДОСААФ, 1963. – 60 с.
4. *Егер С. М., Мишин В. Ф., Лисейцев Н. К.* Проектирование самолётов: учебник для вузов. М.: Машиностроение, 1983. – 616 с.
5. *Торенбик Э.* Проектирование дозвуковых самолётов. М.: Машиностроение, 1983. – 648 с.

УДК 621.83

РАСЧЕТЫ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ПОВОРОТНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Битуев И.К.

*Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления,
Россия, Улан-Удэ, dm_bik@mail.ru*

Для механизмов поворота шпиндельных барабанов и столов методами математического моделирования решаются задачи, связанные с расчетом движущих моментов и динамических нагрузок на валах.

Ключевые слова: *мальтийский крест, динамика привода, математическое моделирование.*

CALCULATIONS OF DYNAMIC LOADS OF TURN MECHANISMS

Bituev I.K.

East Siberia State University of Technology and Management, Russia, Ulan-Ude,
dm_bik@mail.ru

For the turn mechanisms of spindle rotation drums and tables of mathematical modeling techniques solved problems related to the calculation of the driving moments and dynamic loads on the shafts.

Key words: maltese cross, dynamics of the drive, mathematical modeling

Введение

Повышение требований к точности размеров и формы деталей, обрабатываемых на металлорежущих станках, появление новых труднообрабатываемых материалов, а также широкое внедрение автоматизации технологических процессов и создание автоматических станков с системами управления и регулирования вызвало резкое увеличение роли динамических процессов в станках.

Главным является обеспечение условий, необходимых для получения детали с минимальными погрешностями размеров и формы, т. е. отсутствия отклонений от заданных устойчивых положений инструмента и заготовки.

Так как динамические явления в различных станках весьма многообразны и требования, предъявляемые к динамическим процессам, широки, то в связи с необходимостью сравнения и оценки станков появилась необходимость создания обобщенной математической модели станка, позволяющей более оперативно исследовать динамическое функционирование различных звеньев машинного агрегата и установить дополнительные связи, которые экспериментально недоступны.

Механические системы машинного агрегата периодического поворота шпиндельных блоков, суппортов, захватывающих и фиксирующих устройств станков-автоматов являются достаточно сложными, включают червячную передачу, механизм периодического останова (типа мальтийского механизма), распределительный вал с кривошипом, шпиндельный блок с вращающимся шпинделем, цепь привода шпинделей, муфты сцепления (рис 1) [1].

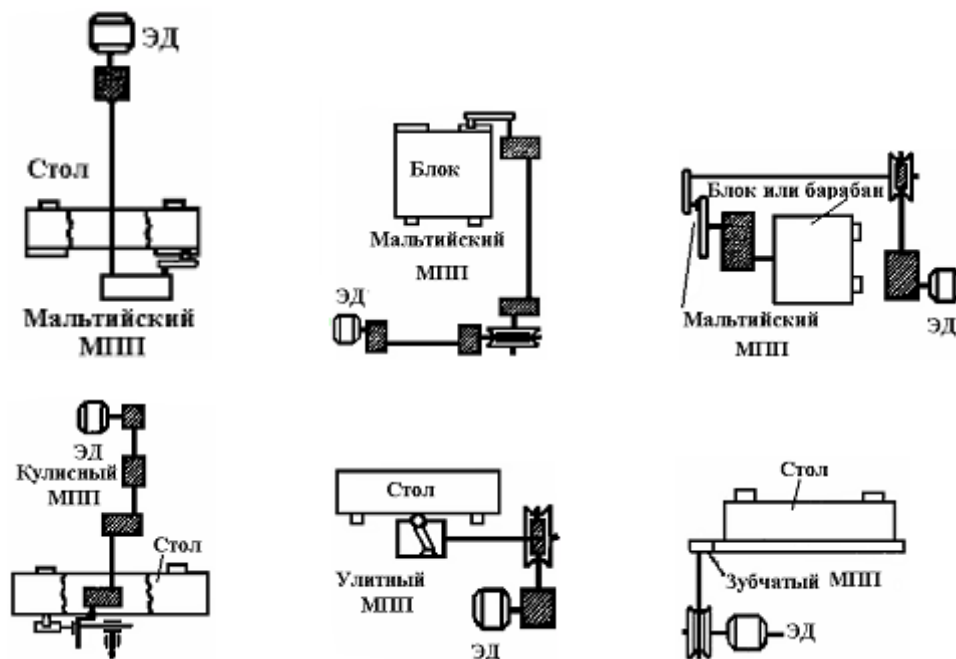


Рис.1. Кинематические схемы валопровода МПП

Большее распространение получили привода машинных агрегатов с механизмом периодического поворота с мальтийским механизмом. Мальтийские механизмы отличаются высоким КПД и простотой конструкции. Они обеспечивают достаточную плавность и быстроту поворота при высокой надежности в работе. К недостаткам следует отнести непостоянство скорости поворота креста и связанных с ним деталей, большие пики ускорения (особенно: при малом числе пазов), что вызывает большие инерционные нагрузки, при большой скорости поворота или больших моментах инерции. Принципиальная схема привода с мальтийским механизмом и приведенная схема показана рис.2.

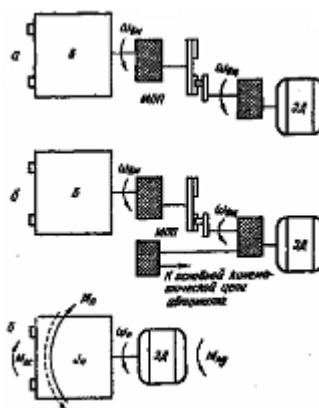


Рис.2.Виды привода МПП и приведенная схема

Цель исследования

Кинематическая схема станка-автомата включающая в себя механизм периодического поворота – мальтийский механизм представлена на рис.3.

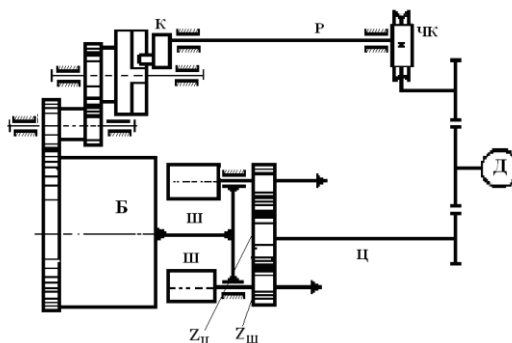


Рис.3

Кинематическая схема механизма поворота шпиндельных блоков включает двигатель (д), зубчатую передачу, червячную передачу (чк), распределительный вал (р), кривошип (к), мальтийский крест, шпиндельный барабан (б), шпиндель (ш), центральный вал (ц). Динамическое исследование механизма поворота методами математического моделирования [2] включает решение задачи:

- определение динамической нагрузки вала электродвигателя, для выбора его номинальной мощности и крутящего момента;

Результаты исследования

Динамическая нагрузка, расходуемая на поворот шпиндельного барабана может быть определена с учетом кинетической энергии всей механической системы. В данном случае рассматривается кинетическая энергия барабана T_b , шпинделей $T_{ш}$, центрального колеса $T_{цк}$, вместе со всеми связанными частями, т. е. $T = T_b + T_{ш} + T_{цк}$

Для вывода данного уравнения используется стандартный вид представления кинетической энергии для элементов механической системы: $T_k = \frac{J_k \omega_k^2}{2}$,

Полная кинетическая энергия, требуемая для поворота шпиндельного барабана, должна включать мощность $N_{mp, \delta}$, необходимую для преодоления сил трения, возникающих при повороте барабана. Тогда:

$$N_n = \frac{J_{\delta} \varepsilon_{\delta} \omega_{\delta} + n_u m_u R_{\delta}^2 \varepsilon_{\delta} \omega_{\delta} + \sum M_{mp} \omega_{\delta}}{\eta_{\delta}} \pm \frac{n_u J_u u_n \varepsilon_{\delta} (\omega_{u, pa \delta} \pm \omega_{\delta} u_n)}{\eta_u}, \quad (1)$$

Проанализировав выражение (1) можно сделать вывод, что нагрузки могут быть уменьшены, если поворачивать шпиндельный барабан в сторону, противоположную направления вращений шпинделей, или, если отключить привод шпинделей во время поворота. Когда происходят противоположные вращения барабана и шпинделей, то скорость последних понижается. Чтобы сохранить постоянство скорости можно включить в цепь обгонную муфту.

Динамическое исследование (без учета упругих деформаций валов) рассматриваем, решая задачу определения нагрузок, возникающих при периодическом повороте узлов. Для расчета нагрузок, возникающих при повороте шпиндельного барабана, все параметры системы приводим к распределительному валу.

Уравнение Лагранжа для рассматриваемого исследования модели:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \omega_p} - \frac{\partial T}{\partial \varphi_p} = M_{\delta}^p - M_c^p \quad (2)$$

Здесь φ_p - угол поворота звена привода; $\omega_p = d\varphi_p/dt$ - угловая скорость звена привода; M_{δ}^p - приведенный движущий момент электродвигателя (например, асинхронный электродвигатель), M_c^p - приведенный к распределительному валу момент сопротивления (трения) шпиндельного барабана, T - приведенный к распределительному валу момент инерции агрегата $T = T_{\delta} + T_p + T_{\delta} + T_u$. T_{δ} - кинетическая энергия на валу двигателя; T_p - на распределительном валу; T_{δ} - на шпиндельном барабане; T_u - на валу шпинделей.

После математических преобразований уравнение (2) примет следующий вид:

$$M_{\delta}^p - M_c^p = \frac{J_n d\omega_p}{dt} + \frac{\partial J_n}{\partial \varphi_p} \cdot \frac{\omega_p^2}{2}$$

С учетом всех математических преобразований и выражения:

$$\frac{\partial J_n}{\partial \varphi} = 2 \cdot B_2 u_{\kappa}(\varphi) \frac{du_{\kappa}(\varphi)}{d(\varphi)} + B_{12} \frac{u_{\kappa}(\varphi)}{d(\varphi)}$$

можно в первом приближении нагрузки определить исходя из условия постоянства скорости вращения распределительного вала, т.е. без учета механической характеристики двигателя и упругости звеньев.

$$M_{\delta}^p = M_c^p + \frac{\partial J_n}{\partial \varphi_p} \cdot \frac{\omega_p^2}{2},$$

$$M_c^p = M_x + M_{mp} u_{\kappa}(\varphi),$$

$$N_{\delta} = M_{\delta}^p \omega_p.$$

Заключение

Таким образом, получаем приведенный к валу двигателя момент сил. По данной динамической нагрузке определяется требуемая мощность двигателя.

Библиография

1. Орликов М.Л. Динамика станков. 2-е изд. // К.: Высшая школа. 1989. – 272 с.
2. Павлов Б.И., Очиров В.Д. Вычислительный эксперимент в динамике машин и механизмов. М.: Наука, 1981. – 144 с.
3. Шехвиц Э.И. Динамическое исследование механизмов периодического поворота многопозиционных машин-автоматов методами электрического моделирования // Теория машин-автоматов и гидропневмопривода. – 1963. – С.246-266.
4. Шехвиц Э.И. Исследование механизмов периодического поворота столов и барабанов в машинах-автоматах // Сб. Автоматизация машиностроительных процессов. – 1959. – Т. II. – С. 222-252.

УДК 62.522:62.387

**К МЕТОДОЛОГИИ ОЦЕНКИ ПЕРСПЕКТИВ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ И МОМЕНТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ОБЪЕМНЫХ
ПНЕВМОМОТОРОВ**

Бозров В.М.

*Институт машиноведения им. А.А.Благонравова РАН (ИМАШ РАН), Россия, Москва,
vmbzrv@bk.ru*

Развита методология оценки предельных энергетических характеристик объемных машин. В основу положены разработанная обобщенная математическая модель в безразмерном (нормализованном) виде с учетом термодинамических процессов в камерах машин и метод исследования пространства параметров. Методология рекомендуется для оценки предельных характеристик вновь создаваемых конструктивных решений и перспектив совершенствования известных конструкций пневмомоторов.

Ключевые слова: *пневмомотор, механические характеристики, математическая модель, пространство параметров, конструктивные решения, энергоэффективность.*

**TO THE METHODOLOGY FOR EVALUATING THE PERSPECTIVES OF IMPROVING
THE ENERGY AND MECHANICAL CHARACTERISTICS OF VOLUMETRIC
AIRMOTORS**

Bozrov V.M.

*Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences
(MERI of RAS), Russia, Moscow
vmbzrv@bk.ru*

A methodology for estimating the limiting energy characteristics of volumetric machines is developed. The basis is the developed dimensionless generalized mathematical model and the Parameter Space Investigation (PSI) method. Thermodynamic processes in the chambers of machine are taking into account. The methodology is recommended for assessing the limiting characteristics of newly created design solutions and the prospects for improving known air motor designs.

Keywords: *air motor, mechanical characteristics, mathematical model, parameter space, constructive solutions, energy efficiency.*

Введение

Объемные машины, в частности пневмомоторы (ПМ), широко применяются в технологическом оборудовании, приводах ручного пневматического инструмента, машин горнодобывающей промышленности, различных машин и механизмов, работающих во взрыво-пожароопасной, загазованной и радиоактивной средах. Их преимущество перед другими приводами (электрическими, гидравлическими) заключается в конструктивной простоте, безопасности, надежности и дешевизне эксплуатации. При разработке новых схем или повышении показателей известных типов ПМ практически всегда требуется оценка их энергетических возможностей и массогабаритных показателей, а при совершенствовании существующих конструкций ПМ – оценка возможностей повышения их энергоэффективности.

Под энергоэффективностью понимается развиваемая ПМ максимальная (предельная) мощность и потребляемый при этом расход сжатого воздуха, которые можно получить без учета утечек воздуха из рабочих камер в атмосферу и перетечек между камерами, а также внутренних потерь на трение.

Решение задачи базируется на физической общности протекающих термодинамических процессов в рабочих камерах объемных машин вращательного движения, что позволяет эффективно использовать подходы теории подобия, методы термодинамики переменной массы газа [1-3] и методы многокритериальной оптимизации технических систем [4-6].

Обобщенная математическая модель объемного ПМ. Конструктивно ПМ в общем виде представляет собой многокамерный двигатель вращательного движения. Вращающий момент M на его валу есть сумма моментов, создаваемых в каждой камере. Давление воздуха в камере определяется давлением питания, текущей величиной объема самой камеры и ее положением относительно каналов питания и выхлопа, проходными сечениями этих каналов и угловой скоростью ротора (темпом изменения объема камеры). Процессы образования вращающего момента ПМ описываются сложной системой нелинейных дифференциальных уравнений термодинамики переменной массы газа [2,3], решаемой численными методами.

При расчете механических, т.е. моментной $M(\omega)$ и расходной $G(\omega)$ характеристик определяют некоторые средние вращающий момент и расход воздуха для каждого выбранного значения угловой скорости. Расчет выполняется до выхода на установившийся режим колебаний момента.

Математическая модель в физических параметрах преобразуется в безразмерный (нормализованный) вид с помощью масштабных коэффициентов:

$$P^* = p_m, T^* = T_m; f^* = f_{1e}, M^* = p_m V^*; \omega^* = (K_1 f_{1e} \sqrt{T_m}) / V^*;$$

$$K_1 = \sqrt{2kR/(k-1)}; G^* = \omega^* V^* / (RT_m),$$

где p_m и T_m – давление и температура сжатого воздуха в магистрали, f_{1e} – эффективная площадь впускного канала, $k=1,41$ – показатель адиабаты для идеального газа, $R=287$ Дж/(кг·К) – универсальная газовая постоянная для воздуха.

Конструктивное разнообразие объемных ПМ определяется способами обеспечения изменения объема рабочей камеры в зависимости от угла поворота выходного звена. В данной статье рассматриваются ПМ, закон изменения объема рабочей камеры которых имеет синусоидальный характер. Анализ зависимостей $V_i(\alpha)$ для известных типов ПМ показал, что они имеют общий вид:

$$V_i = V_0 + a - b \cos \alpha_i + c \cos(2\alpha_i), \quad (1)$$

где V_0 – объем подводящего канала от распределительного устройства до входа в камеру, a , b и c – коэффициенты, зависящие от типа ПМ.

Из (1) получим зависимости масштабного коэффициента объема V^* и безразмерного текущего объема рабочей камеры $\lambda_i(\alpha_i)$ в предположении, что объем изменяется в пределах цикла от минимума $\lambda_{\min}$ до максимума $\lambda_{\max}=1$, т.е. $\lambda_{\max} - \lambda_{\min}=1$. Тогда

$$V_i = V^* \lambda_i = 2b[(b_1 - 0,5 \cos \alpha_i + b_2 \cos(2\alpha_i))]. V^* = 2b; b_1 = \xi_0 + 0,5a/b,$$

$$\xi_0 = 0,5V_0/b; b_2 = 0,5c/b, \lambda_i = b_1 - 0,5 \cos \alpha_i + b_2 \cos(2\alpha_i),$$

где ξ_0 —безразмерный аналог V_0 .

Удобно выразить функцию $\lambda_i(\alpha_i)$ через $\lambda_{\min}$ в виде:

$$\lambda_i = \lambda_{\min} + 0,5(1 - \cos \alpha_i) - b_2[1 - \cos(2\alpha_i)] \quad (2)$$

$$\lambda_{\min} = b_1 + b_2 - 0,5;$$

Тогда

$$\dot{\lambda}_i = 0,5 \sin \alpha_i + 2b_2 \sin(2\alpha_i) \quad (3)$$

В таблице 1 в столбце 3 для нескольких объемных ПМ приведены зависимости коэффициентов b_1 , b_2 и V^* .

Таблица 1.

№	Тип объемного ПМ	Коэффициенты b_1 , b_2 и V^*
1	2	3
1	Кривошипный ПМ	$b_1 = 0,5(1 + \xi_0 - 4/\xi_1)$; $b_2 = -2/\xi_1$; $V^* = 2Fr$; $\xi_1 = l/r$; $\xi_0 = V_0/V^*$; r – радиус кривошипа, l —длина штока
2	Кулачковый ПМ	$b_1 = 0,5(\xi_0 + 1/\Pi_e - \Pi_e/4)$; $b_2 = \Pi_e/8$; $V^* = 2Fe$; $\Pi_e = e/R_c$, R_c — радиус статора, e - эксцентриситет
3	Аксиально-поршневой ПМ с наклонным блоком	$b_2 = 0,5(1 + \xi_0)$; $b_1 = 0$; $V^* = 2FR_d \sin \gamma$; $\xi_0 = V_0/V^*$ R_d – радиус диска до линии сопряжения со штоком цилиндра, γ —угол наклона диска
4	Пластинчатый ПМ	$b_1 = 0,5\xi_0 + \frac{\beta(2 - \Pi_e)}{2 \sin(\beta/2)}$; $b_2 = \Pi_e \cos(\beta/2)/4$; $V^* = 4R_c^2/\Pi_e \lambda_p \sin(\beta/2)$; $\Pi_e = e/R_c$; $\xi_0 = V_0/V^*$; β – угол между соседними пластинами, R_c - радиус статора, e – эксцентриситет, λ_p – коэффициент уменьшения объема камеры за счет пластин, l –длина ротора

Для оценочных расчетов коэффициентом b_2 в зависимостях (2) и (3) можно пренебречь и эти формулы упрощаются до вида:

$$\lambda_i = \lambda_{\min} + 0,5(1 - \cos \alpha_i); \dot{\lambda}_i = 0,5 \sin \alpha_i.$$

Определение коэффициента V^* не представляет особых трудностей, если удастся получить аналитическое выражение для объема камеры ПМ в виде (1). Применительно к новым конструкциям объемных ПМ рекомендуем использовать безразмерные характеристики ПМ. Для этого достаточно оценить экспериментально или графически величину изменения объема камеры как разность $\Delta V = V_{\max} - V_{\min}$. Тогда $V^* = \Delta V$.

Для определения безразмерных механических $\Lambda(\psi)$ и расходных $q(\psi)$ характеристик безразмерная обобщенная математическая модель ПМ реализована на ЭВМ численным интегрированием методом Рунге-Кутты-Фельберга 4-го порядка. В расчетах безразмерная угловая скорость ψ задавалась дискретно с начальной величиной, близкой к нулю, а ее граничная величина определялась в процессе счета, когда безразмерный момент $\Lambda(\psi) \leq 0$.

Для решения определения максимальной безразмерной мощности χ_{max} (в номинальном режиме), достигаемой определенным сочетанием значений углов воздухораспределения γ_{n1} , γ_{k1} , γ_{n2} и γ_{k2} использован один из методов многокритериальной оптимизации - метод Исследования Пространства Параметров [4,5] и созданный на его основе в ИМАШ РАН программный комплекс Multicriteria Optimization and Vector Identification (ПК MOVI). При проведении расчетов ограничились 512 испытаниями. Безразмерная пропускная способность Ω принята равной 4, так как ее увеличение более 4 практически не дает увеличения мощности. Безразмерная угловая скорость ψ изменялась от 0,1 до 1,2. Безразмерное атмосферное давление равно $\sigma_a=0,2$ (безразмерный аналог давления воздуха в магистрали для $p_m=0,5$ МПа).

Наибольшая безразмерная мощность χ_{max} получена при испытании №181 ($\chi_{max}=0,201$ при углах воздухораспределения: $\gamma_{n1}=-3^\circ$, $\gamma_{k1}=113^\circ$, $\gamma_{n2}=163^\circ$ и $\gamma_{k2}=349^\circ$).

Изложенная методика проверена на примере нереверсивного пластинчатого ПМ РП42-55 (нормаль МН6696-63), для которого имеются опубликованные экспериментальные и расчетные характеристики [7].

Сравнительный анализ результатов расчета и эксперимента показал их удовлетворительную сходимость

В докладе приведены результаты расчетов в безразмерном виде для различных значений пропускной способности условного (единичного) ПМ с четырьмя камерами. Эти данные также могут быть использованы в соответствии с приведенной методикой для оценки предельных характеристик объемных ПМ с четырьмя камерами и различными пропускными способностями $\Omega=1 \div 4$.

Заключение. Сравнение расчетных и экспериментальных показателей (максимальной мощности, номинальных расхода сжатого воздуха и угловой скорости вала ПМ) показало удовлетворительную сходимость. Это дает основание рекомендовать изложенную методологию для оценки перспектив совершенствования существующих объемных ПМ, предельной энергоэффективности и областей рациональных значений конструктивных параметров новых конструкций ПМ.

Библиография

1. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Расчет пневмоприводов. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1975. – 272 с.
2. Герц Е.В. Динамика пневматических систем машин. М.: Машиностроение, 1985. – 256с.
3. Герц Е.В., Бозров В.М. Обобщенная математическая модель объемных вращательных пневмоприводов различных типов // Сб. Пневматика и гидравлика. Приводы и системы управления. – 1985. – №10 – С. 221-229.
4. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Дрофа, 2006. – 176 с.
5. Статников Р.Б., Матусов И.Б. Оптимизация в Инженерных Задачах. Анализ и Обобщения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. – №4. – С. 35-39.
6. Ивлев, В.И., Бозров В.М., Мисюрин С.Ю. и др. Выбор параметров пневмомотора на основе методов многокритериальной оптимизации и поддержки принятия решений // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2013. – № 5. – С. 12-18.

7. Лебедев В.П. Расчет характеристик ротационного пневматического двигателя // Сб. «Механизированный инструмент и отделочные машины». – 1971. – Вып. 2. – С. 11–17.

УДК 62.752, 621.534;833; 888.6, 629.4.015;02

**ВОЗМОЖНОСТИ ОЦЕНКИ ДИНАМИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ
МЕХАНИЧЕСКОЙ КОЛЕБАТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПРИ СОВМЕСТНОМ
ДЕЙСТВИИ СИЛОВОГО И КИНЕМАТИЧЕСКОГО ВОЗМУЩЕНИЙ**

Большаков Р.С.*, Николаев А.В.**

Иркутский государственный университет путей сообщения, Россия, Иркутск

**bolshakov_rs@mail.ru, **nikolaev_av@irgups.ru*

Предлагается использование метода определения динамических реакций для оценки динамического состояния механической колебательной системы с двумя степенями свободы. Применяемый подход основан на представлениях о том, что структурная схема системы может быть преобразована для выделения объекта защиты и отрицательной обратной связи. Отрицательная обратная связь будет являться динамической жесткостью относительно объекта защиты, произведение которой на смещение позволит получить детализированное представление о динамической реакции в выбранной точке. На основе полученной передаточной функции зависимости динамической реакции от внешнего возмущения построены амплитудно-частотные характеристики при действии двух внешних возмущений.

Ключевые слова: динамическая жесткость, передаточные функции, структурные схемы, отрицательная обратная связь.

**POSSIBILITIES OF DYNAMICAL CONDITION ESTIMATION OF MECHANICAL
OSCILLATION SYSTEM WITH TWO FREEDOM DEGREES AT JOINT ACTION OF
FORCE AND KINEMATICAL DISTURBANCES**

Bolshakov R.S., Nikolaev A.V.

Irkutsk State Transport University, Russia, Irkutsk

**bolshakov_rs@mail.ru, **nikolaev_av@irgups.ru*

Using of method of dynamical responses identification for estimation of dynamical condition of mechanical oscillation system with two freedom degrees. Applied approach is based on ideas that structural scheme of system can be transformed for emphasizing of protection object and negative feedback tie. Feedback tie will be dynamical stiffness relatively protection object. The product dynamical stiffness on displacement will give a detailed presentation dynamical response in choice point. Amplitude-frequencies characteristics at action of two external disturbances are created on base given transfer function of relation dynamical response on action of two external disturbances

Key words: dynamical stiffness, transfer functions, structural schemes, negative feedback tie.

Введение

В процессе эксплуатации технические объекты различного назначения подвергаются вибрационным воздействиям, что зачастую негативно сказывается на их устойчивой работе. Вопросам вибрационной защиты в отечественной литературе уделено достаточно внимания [1, 2]. Эффективность виброзащитных систем может быть подвергнута анализу при помощи структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления [3]. В основном оценка динамического состояния технических объектов проводится с использованием ускорения и смещения объектов вибрационной защиты

относительно положения равновесия. Но возможно также использование в качестве параметров динамического состояния механической колебательной системы реакций связей [4 – 6].

В предлагаемом докладе показаны возможности применения метода определения реакций связей с использованием передаточной функции реакции связи к возмущающему воздействию для оценки динамического состояния механической колебательной системы с двумя степенями свободы.

I. Общие положения. Постановка задачи исследования

На рис. 1, а приведена расчетная схема механической колебательной системы с двумя степенями свободы, содержащая объект вибрационной защиты m_2 , упругие элементы k_1, k_2, k_3 , промежуточную массу m_1 и силы в виде внешнего гармонического воздействия Q_2 и кинематического возмущения z_1 . Система совершает малые вертикальные колебания y_1, y_2 в координатах относительно неподвижного базиса. Математическую модель системы можно представить в виде двух дифференциальных уравнений, на основе которых может быть построена структурная схема исходной системы (рис. 1, б).

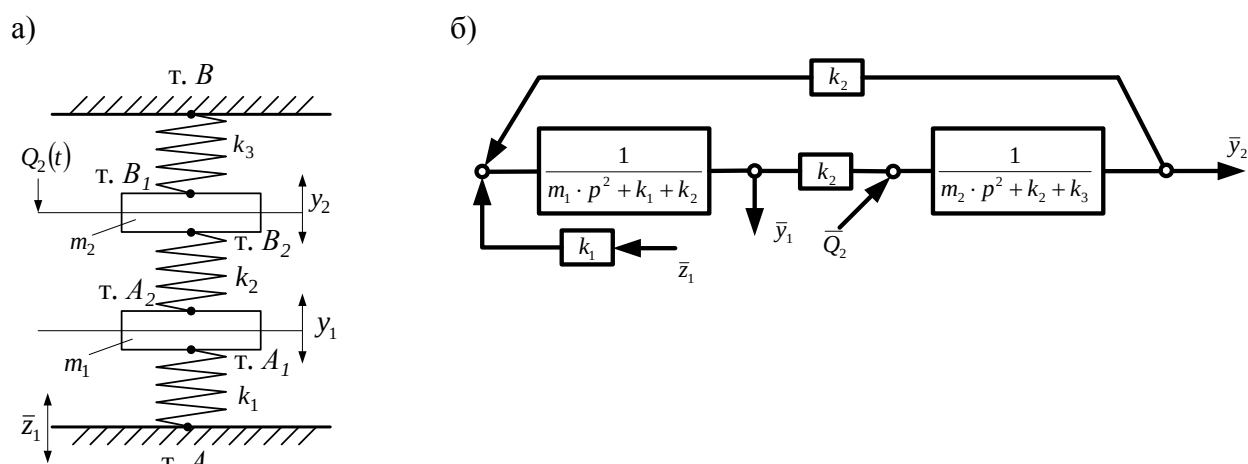


Рис. 1 Расчетная (а) и структурная (б) схемы виброзащитной системы

II. Выделение блока динамической жесткости в структурной схеме системы

Структурная схема системы (рис. 1, б) может быть преобразована (рис. 2) объекта защиты m_2 .

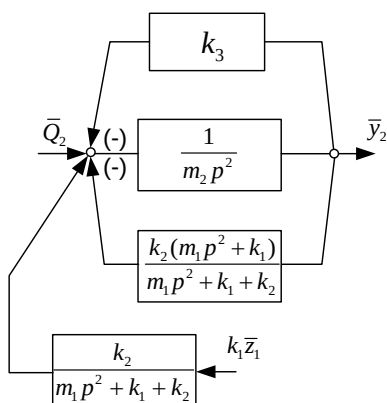


Рис. 2 . Детализированная структурная схема относительно рис. 1, б для выделения объекта защиты m_2

Анализ преобразованной структурной схемы показывает, что в структуре системы относительно объекта защиты представлены упругие элементы с жесткостями k_1 и приведенной жесткостью, зависящей от частоты

$$k_{23}(p) = \frac{k_2(m_2 p^2 + k_3)}{m_2 p^2 + k_2 + k_3}. \quad (1)$$

II. Определение координаты смещения объекта защиты y_2

Смещение объекта защиты m_2 относительно положения статического равновесия определяется при помощи преобразованных с использованием изображений по Лапласу исходных дифференциальных уравнений:

$$\bar{y}_2 = \frac{k_1 k_2 \bar{z}_1 + (m_1 p^2 + k_1 + k_2) \bar{Q}_2}{(m_1 p^2 + k_1 + k_2)(m_2 p^2 + k_2 + k_3) - k_2^2} \quad (2)$$

Внешние гармонические силы увязывается друг с другом через соотношение:

$$\bar{Q}_2 = \alpha \bar{Q}_2 \quad (3)$$

Изменение α ограничено в пределах от $-\infty$ до ∞ , а кинематическое возмущение заменяется на эквивалентное силовое $Q_{\text{экв}} = k_1 z_1$. Данные выкладки позволяют получить выражение, описывающее движение объекта защиты по координате y_2 , при совместном действии двух внешних воздействий:

$$\bar{y}_2 = \frac{k_2 \bar{Q}_{\text{экв}} + (m_1 p^2 + k_1 + k_2) \alpha \bar{Q}_{\text{экв}}}{(m_1 p^2 + k_1 + k_2)(m_2 p^2 + k_2 + k_3) - k_2^2}. \quad (4)$$

III. Передаточные функции динамических реакций

Динамическая реакции в т. B_2 будет иметь достаточно сложный вид из-за присутствия в выражениях значения приведенной жесткости $k_{12}(p)$:

$$\bar{R}_{B2} = k_{12}(p) \bar{y}_2 = k_{23}(p) = \frac{k_2(m_2 p^2 + k_3)}{(m_2 p^2 + k_2 + k_3)} \times \frac{\left[k_2 + (m_1 p^2 + k_1 + k_2) \alpha \right] \bar{Q}_{\text{экв}}}{\left[(m_1 p^2 + k_1 + k_2)(m_2 p^2 + k_2 + k_3) - k_2^2 \right]}. \quad (5)$$

Таким образом, выражение для оценки динамической реакции связи в т. B_2 примет вид:

$$W_{R_{B2}} = \frac{\bar{R}_{B2}}{\bar{Q}_{\text{экв}}} = \frac{k_2(m_2 p^2 + k_3) \left[k_2 + (m_1 p^2 + k_1 + k_2) \alpha \right]}{(m_2 p^2 + k_2 + k_3) \left[(m_1 p^2 + k_1 + k_2)(m_2 p^2 + k_2 + k_3) - k_2^2 \right]}. \quad (6)$$

IV. Частотные характеристики системы при совместном действии двух внешних возмущений

Для численного моделирования выбираются следующие параметры механической колебательной системы (рис. 1, а): $m_1=1000$ кг, $m_2=200$ кг, $k_1=200$ Н/м, $k_3=1000$ Н/м, $k_2=1000$ Н/м, частотный диапазон внешних воздействий $\omega=0 \div 100$ Гц, $\alpha = 0.5, 1, 1.5, 2$.

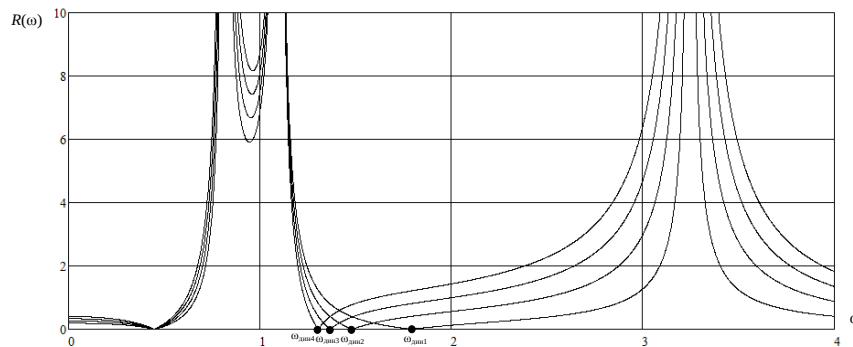


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики реакций связей системы при действии двух внешних возмущений ($\bar{Q}_2$ и $\bar{z}_1$) и изменении параметра α в т. B_2

Построение частотных характеристик динамических реакций связей при действии двух внешних возмущений имеет достаточно сложный характер, о чём свидетельствует появление дополнительной частоты собственных колебаний из-за присутствия приведенной жесткости пружины $k_{12}(p)$. На графике это отображается появлением еще одного максимума, то есть в системе возникает «вырожденная» парциальная частоты.

Полученные частотные характеристики после проведения анализа показывают, что совместное действие двух внешних воздействий на систему графики «нетрадиционного» вида, а параметр α влияет на смещение второй частоты динамического гашения, что зависит от интенсивности действующих возмущений.

Заключение

Таким образом, метод определения динамических реакций между элементами систем вибрационной защиты, основанный на положениях структурных схем механических колебательных систем, позволяет выделить в исходной структурной схеме системы объект вибрационной защиты и относительно него цепь обратной отрицательной связи, являющейся динамической реакцией. На основании этих положений предложена частотная характеристика отношения динамической реакции связи к эквивалентному силовому возмущению, которая может быть использована для оценки динамического состояния механических колебательных систем.

Применение представленной частотной характеристики позволяет рассматривать изменение динамических реакций связей как характеристику динамического состояния механической колебательной системы и получать информацию об особенностях резонансных режимов и динамического гашения колебаний для учёта внутренних силовых факторов, возникающих в системе, что, в свою очередь, дает возможность при проектировании конструкций закладывать приемлемый предел прочности элементов для уменьшения динамических нагрузок на технические объекты.

Библиография

1. *Елисеев С.В., Резник Ю. Н., Хоменко А. П.* Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2011. – 384 с.
2. *Елисеев С.В., Артюнин А.И.* Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем. Новосибирск.: Наука, 2016. – 459 с.
3. *Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А.* Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. Иркутск: ИГУ, 2008. – 523 с.
4. *Хоменко А.П., Елисеев С.В., Большаков Р.С.* Метод структурных преобразований и его приложения в задачах динамики виброзащитных систем. Определение реакций связей // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2014. – №1(41). – С. 8–23.
5. *Белокобыльский С.В., Елисеев С.В., Кашиба В.Б., Большаков Р.С., Нгуен Д.Х.* Реакции связей как параметры динамического состояния колебательной системы // Системы. Методы. Технологии. – 2015. – № 1 (25). – С. 7-18.
6. *Кашиба В.Б., Елисеев С.В., Большаков Р.С.* Динамические реакции в соединениях элементов механических колебательных систем. Новосибирск: Наука, 2016. – 331 с.

УДК 621.833.16

ОСОБЕННОСТИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КИНЕМАТИЧЕСКОГО ТОРЦОВОГО ВОЛНОВОГО РЕДУКТОРА

Джасем М.А.*, Крауиньш П.Я.**

Национальный исследовательский Томский политехнический университет,
Россия, Томск, *eng.mjasem85@gmail.com, **peterkrau@mail.ru

В данной публикации рассматривается новая схема кинематического торцового волнового редуктора, который имеет передаточное отношение $i=30$ и твердую зубчатую шестерню, чтобы заменить гибкое кольцо, которая помогает преодолеть проблему гибкости в обычном волновом редукторе.

Ключевые слова: волновой редуктор, кинематическая схема, турбулентная атмосфера.

FEATURES OF THE ENGAGEMENT OF THE KINEMATIC FACE WAVE REDUCER

Jasem M.A. *, Krauinsh P.Ya. **

National Research Tomsk Polytechnic University, Russia, Tomsk,
*eng.mjasem85@gmail.com, **peterkrau@tpu.ru

In this publication, a new scheme of a kinematic face wave reducer is considered, which has a gear ratio $i = 30$ and solid gear to replace a flexible ring that helps overcome the problem of flexibility in a conventional wave reducer.

Key words: wave reducer, kinematic scheme, turbulent atmosphere.

Введение

Повышение допустимой грузоподъемности и передаточного числа является одним из главных приоритетов развития отрасли редукторостроения. Существует волновая передача способна обеспечить большое передаточное число (от 40 до 300) и высокую кинематическую точность и все это при относительно малых габаритах и массе. Главным недостатком волновой передачи является высокая напряженность гибкого колеса и пониженная крутильная жесткость [1].

Проанализировав патентную литературу можно сделать выводы, что схема действия кинематического волнового редуктора с торцевыми зубьями, которую предлагают, имеет патентную частоту и на данный момент аналогов не имеет. Также благодаря волновому редуктору с торцевыми зубьями можно осуществить ряд задач, а именно: улучшить кинематическую точность передачи движения при большом передаточном отношении и малом числе деталей, увеличить долговечность, повысить надежность зацепления, снизить массо-габаритные характеристики, уменьшить вибрационные и шумовые характеристики благодаря усовершенствованию геометрической структуры зубчатых колес и кинематической модели зацепления [2].

На рисунке 1 показаны 3D виртуальная модель волнового торцового кинематического редуктора, который содержит входной вал (вал-эксцентрик) с эксцентриком e (1); Входное колесо с количеством зубьев Z_1 (2); шестерня имеет зубья с двух торцов Z_2 (3); выходное колесо с количеством зубьев Z_3 (4); выходной вал (5); корпус (6).

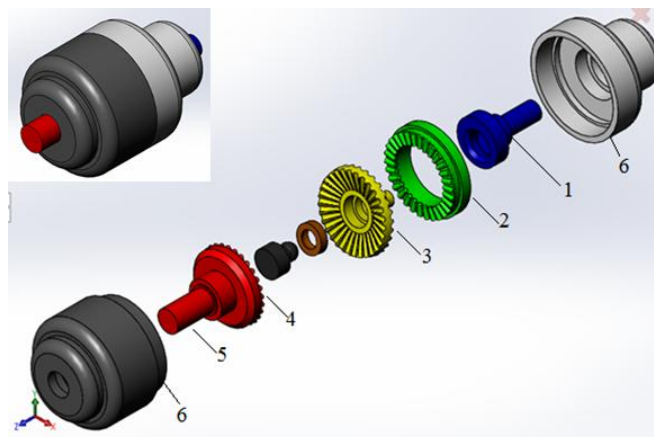


Рис.1. Виртуальный модель для исследований

Принцип работы данного редуктора заключается в следующем: при вращение входного вала (вала -эксцентрика), приводит в движение шестерню 2, которая совершает пространственное колебательное движение между колесами Z1 и Z3. Благодаря сложному движению шестерни 3, которое передают выходному колесу 4. Сканирующая шестерня не вращается, при вращении вала-эксцентрика зуб шестерни вдавливаются во впадину колеса, тем самым стараясь вывести одну пару зубьев из зацепления и ввести в зацепление следующую пару, в результате чего происходит медленное вращение выходного колеса. На рисунке 2. показаны: 1 – зуб колеса представлен в виде усеченного конуса; 2 – шестерня; 3 – выходное колесо.

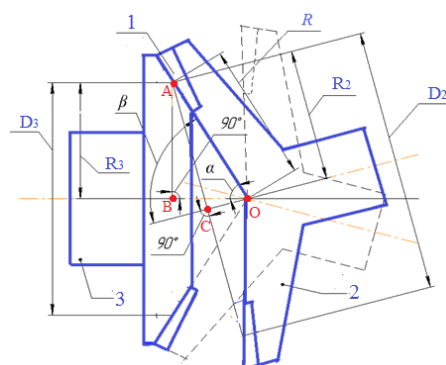


Рис.2. Схема торцевого кинематического волнового редуктора

Углы (α , β) выбраны таким образом, чтобы не возникало явление интерференции при работе редуктора. Как видно из рисунка 2, общая сторона R между прямоугольными треугольниками ΔABO и ΔACO :

$$\frac{R_3}{\sin \alpha} = \frac{R_2}{\sin \beta} = R$$

Тогда

$$\sin \alpha = \frac{R_3 \cdot \sin \beta}{R_2}$$

Вследствие этой выявлено, что при $\alpha = 65.918070^\circ$ и $\beta = 70.811860^\circ$ Зубья колеса не входят в интерференцию. На рисунке 3 показан 3D модели з зацепления между колесом и шестерней торцевого кинематического волнового редуктора.

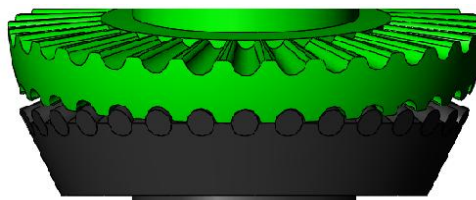


Рис.3. Зацепление между колесом и шестерней

Анализ плавности хода волнового торцевого кинематического редуктора

С помощью программы Solidworks построена виртуальная модель волнового торцевого кинематического редуктора. И с помощью этой модели проведем исследование, которое поможет нам понять, на какой угол сдвигается колесо, когда шестерня поворачивается на 360° . Первое, что нам нужно сделать, это начать вращать входной вал, где и находится шестерня, благодаря которой происходит зацепление с колесом. Когда происходит вращение входного вала, то можно увидеть, что угол поворота может быть не точным. Если начать поворачивать вал на конкретный угол и при этом производить замеры, на какой угол колесо повернулось, то можно рассчитать плавность работы редуктора, когда вал осуществляет полный оборот. Движение зубьев во время движения шестерни показано на рисунке 4.

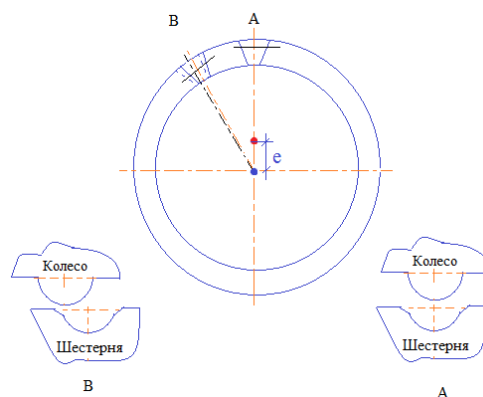


Рис.4. Зацепление колеса и шестерни: а – поперечное сечение в полном зацеплении зубьев; б – поперечное сечение зубьев не в зацеплении

Полученные данные по которым составлен график, можно увидеть зависимость угла поворота, от угла поворота вала.

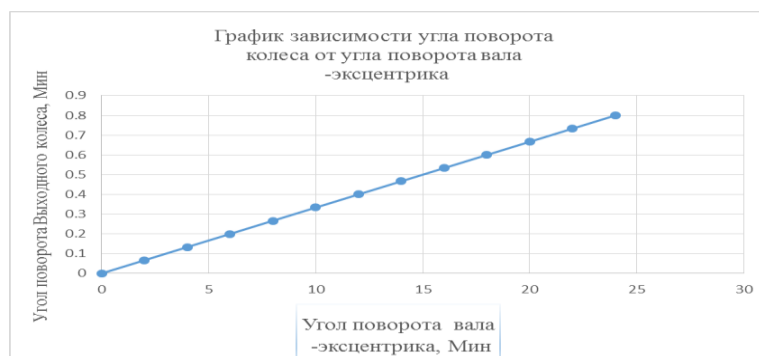


Рис 5. График зависимости угла поворота колеса от угла поворота вала –эксцентрика

Построенный график показаны на рисунке 5. Данный график имеет линейную форму, на котором можно увидеть, что ход зубчатого сцепления происходит равномерно и плавно.

Проверка работоспособности волнового кинематического редуктора при нагрузке

После проверки зубчатого зацепления на плавность хода без нагрузки, проверим как передается нагрузка с «0» пары на «1» пару зубьев. Для этого создадим предварительное нагружение путем предварительного поворота колеса на некоторый небольшой угол, чтобы создать небольшую упругую деформацию в зацеплении. Когда угол поворота слишком большой, то это приводит к тому, что зубья колеса и шестерни начинают соприкасаться друг с другом. Такая интерференция не происходит при малых значениях угла поворота из-за люфта между зубьями. Поэтому, чем выше значение угла поворота, тем больше интерференция колеса и шестерни. На рисунке 6. показан интерференция- красная зона).



Рис .6. Интерференция колеса и шестерни

Основываясь на полученных данных, построим график зависимости напряжения зубьев при повороте на один зуб (рис. 7). На графике можно увидеть, что на зубе №0 происходит самая большая интерференция, это ведет к тому, что нагрузка которая, может вызвать объем интерференции, воспринимает зуб №0 больше всех. Что касается зубьев (№1, 2, -1, -2), то нагрузка делится практически равномерно на каждый зуб, это происходит потому что, разница количества зубьев колеса и шестерни составляет один зуб, это ведет к тому, что нагрузка воспринимается симметрично относительно зуба №0, это видно на графике (рис. 7).

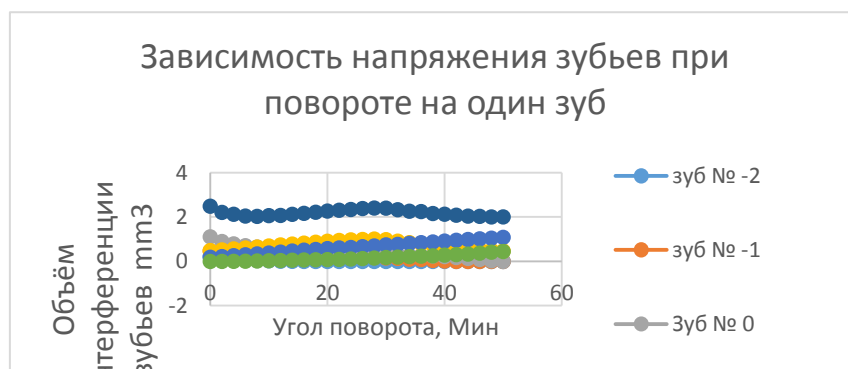


Рис. 7. Зависимость напряжения зубьев при повороте на один зуб

После проведенного исследования можно сделать вывод о том, что при нагрузке волнового кинематического редуктора увеличивает количество пар зубьев, участвующих в зацеплении и обеспечивает более плавную работу передачи. передается плавно между парами зубьев.

Заключение

Таким образом, с помощью волнового кинематического редуктора можно осуществить ряд задач, увеличить кинематическую точность передачи движения при большом передаточном отношении и малом числе деталей, увеличить срок службы и надежность зацепления, снизить массо-габаритные характеристики, уменьшить вибрационные и шумовые характеристики с помощью улучшения геометрической структуры зубчатых колес и кинематической схемы зацепления.

Библиография

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3 т., Т.1. М.: Машиностроение, 2001. – 920 с.
2. Краснощеков Н.Н., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Теория зацепления Новикова. М.: Наука, 1976. – 175 с.
3. Вершинина Е.А., Крауиньш П.Я. Исследование профиля зубчатого зацепления кинематического волнового редуктора с торцевыми зубьями // Современные проблемы машиностроения: Труды V Междунар. научно-технической конференции. – 2010. – С. 420-424.
4. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в SolidWorks Simulation. М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.
5. Орлов П.И. Основы конструирования. М.: Машиностроение, 1988. – 560 с.

УДК 621.01

ИНТЕПОЛЯЦИОННЫЙ СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА В СИСТЕМЕ MAPLE

Дракунов А.Ю., Дракунов Ю.М.

Институт механики и машиноведения, Казахстан, Алматы, drakunov50@mail.ru

В работе рассмотрена задача интерполяционного синтеза механизма шарнирного четырехзвенника по полному числу параметров и сводится к решению полинома 8 порядка. Задача решена в системе аналитических вычислений Maple и может быть использована при проектировании различных механизмов.

Ключевые слова: механизм, синтез, отклонения, опорные точки, сборки механизма, корни полинома.

INTERPOLATION SYNTHESIS OF MECHANISM IN THE MAPLE SYSTEM

Drakunov A.Yu., Drakunov Yu.M.

Institute of Mechanics and Engineering Science, Kazakhstan, Almaty, drakunov50@mail.ru

In this paper we consider the problem of interpolation synthesis of the hinged four-link mechanism with respect to the total number of parameters and reduces to solving the order-8 polynomial. The problem is solved in the Maple computing environment and can be used in the design of various mechanisms.

Key words: mechanism, synthesis, deviations, reference points, mechanism assemblies, polynomial roots.

Введение

При синтезе передаточного механизма шарнирного четырехзвенника иногда ставится задача точного интерполирования по 5 положениям входного и выходного звеньев. В этом случае получается задача синтеза по полному числу параметров. Если задано больше 5 положений механизма, то в качестве опорных точек могут быть выбраны положения механизма, взятые через одно или два положения. Например для 10 положений механизма можно принять за опорные точки $\varphi_i, \psi_i, i=1,3,5,7,9$, а для 15 – положений принять значения i , взятые уже через два и т.д.. Отклонения от заданных положений в промежуточных положениях механизмов будут, очевидно, так же малы в силу непрерывности и гладкости кинематических функций. Кроме того, выбором опорных точек можно управлять и свести нашу задачу к задаче квадратического или наилучшего

приближения. Таким образом, получаем минимизацию функции отклонения от заданных положений механизма, в общем случае от 5 искоемых параметров и 5 положений, т.е. определению 10 параметров.

На рисунке 1 изображен передаточный шарнирный четырехзвенник, в котором традиционно межосевое расстояние принято за единицу $d=1$. Необходимо определить 5 искоемых параметров механизма a, b, c и α_0, β_0 , отвечающие за размеры и начало отсчета положений механизма. Пусть заданы 5 положений входного и выходного звеньев механизма $\varphi_i, \psi_i, i=1, \dots, 5$.

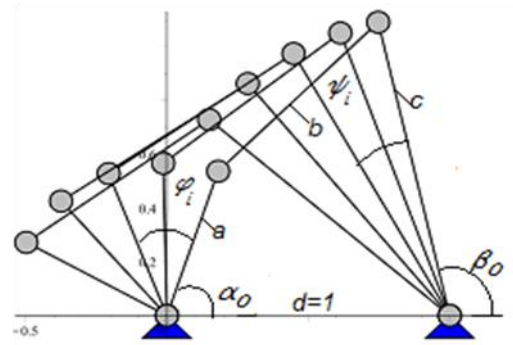


Рис. 1. Четырехзвенник

Причем можно для определенности положить $\varphi_1 = \psi_1 = 0$. Для квадрата длины шатуна можно записать следующие 5 уравнений

$$b^2 = a^2 + c^2 + 1 - 2a \cos(\varphi_k + \alpha_0) + 2c \cos(\psi_k + \beta_0) - 2ac \cos(\psi_k + \beta_0 - \varphi_k - \alpha_0), k=1, \dots, 5 \quad (1)$$

При $k=1$ можно получить формулу для определения длины шатуна b , выраженную через искоемые параметры

$$b = \sqrt{a^2 + c^2 + 1 - 2a \cos(\alpha_0) + 2c \cos(\beta_0) - 2ac \cos(\beta_0 - \alpha_0)} \quad (2)$$

Из четырех последних уравнений системы (1) отнимем первое уравнение. После чего получим следующие четыре уравнения

$$A_k a - B_k c + C_k ac = 0, \quad k=2, \dots, 5 \quad (3)$$

Здесь введены следующие обозначения

$$\begin{aligned} A_k &= \cos(\alpha_0) - \cos(\varphi_k + \alpha_0); \quad B_k = \cos(\beta_0) - \cos(\psi_k + \beta_0); \\ C_k &= \cos(\alpha_0 - \beta_0) - \cos(\varphi_k + \alpha_0 - \psi_k - \beta_0); \end{aligned} \quad (4)$$

Из первых двух уравнений системы (3), записав их например в следующей форме

$$A_2 c^{-1} - B_2 a^{-1} + C_2 = 0, \quad A_3 c^{-1} - B_3 a^{-1} + C_3 = 0, \quad ac \neq 0,$$

можно определить еще два искоемых параметра a и c

$$a = \frac{B_2 A_3 - A_2 B_3}{C_2 A_3 - A_2 C_3}, \quad c = \frac{B_2 A_3 - A_2 B_3}{C_2 B_3 - B_2 C_3} \quad (5)$$

Для определения оставшихся двух параметров α_0 и β_0 можно записать следующую систему в виде двух определителей равных нулю

$$\begin{vmatrix} A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_4 & B_4 & C_4 \end{vmatrix} = 0, \quad \begin{vmatrix} A_2 & B_2 & C_2 \\ A_3 & B_3 & C_3 \\ A_5 & B_5 & C_5 \end{vmatrix} = 0 \quad (6)$$

Раскрывая эти определители, после громоздких преобразований получим следующую систему двух уравнений

$$\begin{aligned} D_1(Y)X^2 + D_2(Y)X + D_3(Y) &= 0, \\ D_4(Y)X^2 + D_5(Y)X + D_6(Y) &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

где $D_j(Y)$ также полиномы второго порядка, зависящие от Y

$$D_j(Y) = d_{1,j}Y^2 + d_{2,j}Y + d_{3,j}, \quad j=1, \dots, 6 \quad (8)$$

В этих формулах для удобства введены следующие обозначения

$$X = \tan(\beta_0); \quad Y = \tan(\alpha_0) \quad (9)$$

Коэффициенты $d_{i,j} = d_{i,j}(\varphi_k, \psi_k)$ являются функциями от заданных углов и могут быть заранее подсчитаны. Ввиду их громоздкости в данной работе они не приводятся.

Уравнения системы (7) имеют четвертый порядок и могут быть преобразованы к одному уравнению 8-го порядка относительно любой переменной в силу симметрии по переменным X и Y .

$$\sum_{i=0}^8 A_i X^i = 0 \quad \text{либо} \quad \sum_{i=0}^8 B_i Y^i = 0 \quad (10)$$

Для получения условия работы механизма в одной сборке необходимо продифференцировать (1) по выходной координате ψ_k

$$E(k) = a \sin(\psi_k + \beta_0 - \varphi_k - \alpha_0) - \sin(\psi_k + \beta_0), \quad k = 1, \dots, 5 \quad (11)$$

и проверить неизменность знака $E(k)$ для всех заданных положений механизма.

Вывод и решение всех вышеприведенных уравнений полностью автоматизирован в системе аналитических вычислений Maple, а для приведения системы (7) к одному уравнению (10) использовалась функция Resultant().

Пример. Для 5 положений механизма

$\varphi_1 = 0^\circ, \psi_1 = 0^\circ, \varphi_2 = 80^\circ, \psi_2 = 29^\circ, \varphi_3 = 160^\circ, \psi_3 = 60^\circ, \varphi_4 = 240^\circ, \psi_4 = 69^\circ, \varphi_5 = 320^\circ, \psi_5 = 30^\circ$, показанных на рисунке 2 в виде точек, проведен синтез и определены параметры $a = 1.398, b = 1.976, c = 1.765, \alpha_0 = 0.895, \beta_0 = 1.756$ одного из вариантов. На том же рисунке показан график функции положения полученного механизма, как мы видим, кривая в точности проходит через заданные положения. На рисунке 3 показаны графики функций системы (7), уравнения которой принимают вид.

$$\begin{aligned} & -0.7807YX + 0.383X - 0.340Y - 0.0715X^2Y + 0.1141Y^2X - \\ & 0.1196 + 0.319X^2 + 0.1518Y^2 - 0.190X^2Y^2 = 0 \\ & -0.7060YX + 0.086X - 0.0536Y - 0.6566X^2Y + 0.689Y^2X \\ & -0.0693 + 0.512X^2 + 0.346Y^2 + 0.2218X^2Y^2 = 0 \end{aligned}$$

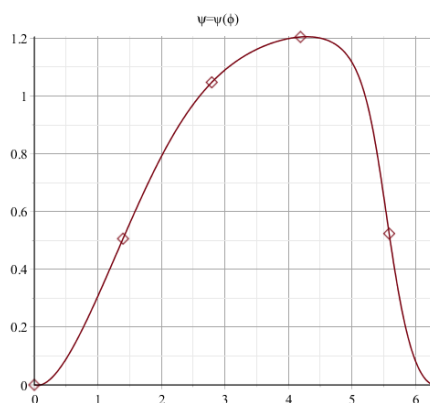


Рис. 2. Функция положения

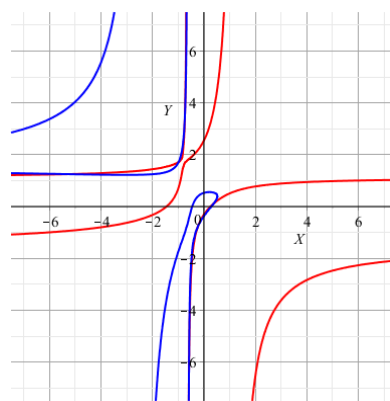


Рис.3. Графики функции системы (7)

На рисунке 4 показан график функции полинома 8-го порядка, пересечение с горизонтальной осью соответствует корням уравнения (10), которое имеет вид.

$$\begin{aligned} & -0.00276Y^2 - 0.0122Y^5 + 0.00647Y^6 - 0.000057Y^7 - 0.00028Y^8 - \\ & 0.00244Y^3 + 0.0051Y^4 + 0.00973Y - 0.00119 = 0 \end{aligned}$$

Корни этого уравнения получены в системе Maple с помощью программы solve().

$$Y = [-5.671281, -0.8390996, 0.12790765, 1.248502944, 1.732050733, 3.202070067]$$

$$X = [-0.577350, -0.2586175844, 0.3955, -5.3391859, -0.9826972964, -0.7561275]$$

Как мы видим, в нашем случае, имеем 6 действительных корней, по которым можно получить в общем 24 механизма, и которые нужно проверить на условие существования механизма (11). Окончательно на рисунке 5 приведен план положения спроектированного механизма.

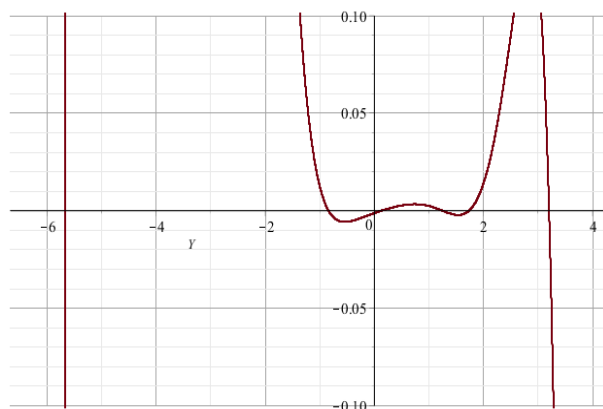


Рис. 4. График полинома 8-го порядка

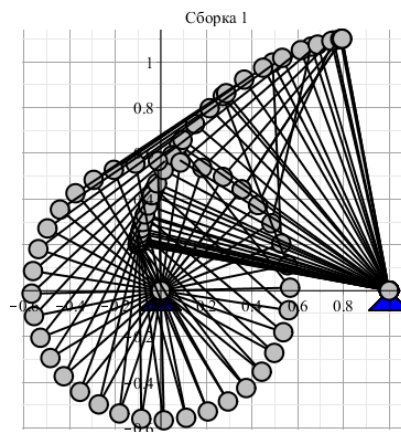


Рис. 5. План положений механизма

Можно по этой методике решать задачу синтеза по 4 положениям механизма для этого нужно воспользоваться первым уравнением системы (7). Подсчитать $Y = \operatorname{tg}(\alpha_0)$ либо $X = \operatorname{tg}(\beta_0)$ и подставить в это уравнение. В результате этого получим квадратное уравнение, которое, например, при $\alpha_0 = 30^\circ$ полностью совпадает с уравнением [1] относительно $\operatorname{tg}(\beta_0)$

$$\operatorname{tg}^2(\beta_0) - 2.79612 \cdot \operatorname{tg}(\beta_0) - 4.54278 = 0$$

Заключение

Таким образом, с помощью изложенной методики может быть проведен синтез механизма шарнирного четырехзвенника по полному числу параметров с возможностью управления расположением опорных точек. Эта методика вошла в цикл лабораторных работ по синтезу плоских рычажных механизмов университетского курса по ТММ.

Библиография

1. Вульфсон И.И. Механика машин: учеб. пособие для втузов. М.: Высшая школа, 1996. – 511с.
2. Дьяконов В. П. Maple 10/11/12/13/14 в математических расчетах. – М.: ДМК Пресс, 2011. – 800с.

УДК 62.752, 621:534.833;888.6

ДИАДЫ В МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМАХ: МОДЕЛЬ ФОРМИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ ВЗАИМОДЕЙСТВИЙ

Елисеев А.В.^{*}, Николаев А.В.^{**}, Елисеев С.В.^{***}

Иркутский государственный университет путей сообщения, Россия, Иркутск

^{}eavsh@ya.ru, ^{**}nikolaev_av@irgups.ru, ^{***}eliseev_s@inbox.ru*

Разработка методов и средств оценки, контроля и управления динамическим состоянием технических объектов, приводимых к расчетным схемам в виде механических колебательных систем с сосредоточенными параметрами, имеет существенное значение для обеспечения надежности и безопасности эксплуатации современных машин различного назначения. Развивается оригинальный подход, основанный на введении в рассмотрение структурного образования – диады, которое является системообразующим фактором в формировании динамических свойств колебательных систем. Определяются основные свойства диад и форма проявления динамических свойств.

Ключевые слова: *механические цепи, механические колебательные системы, диады, передаточные функции, структурные математические модели.*

DYADS IN MECHANICAL OSCILLATORY SYSTEMS: MODEL FOR THE FORMATION OF DYNAMIC INTERACTIONS

Eliseev A.V.^{*}, Nikolaev A.V.^{**}, Eliseev S.V.^{***}

Irkutsk State Transport University; Irkutsk, Russia

^{}eavsh@ya.ru, ^{**}nikolaev_av@irgups.ru, ^{***}eliseev_s@inbox.ru*

The development of methods and tools for assessing, monitoring and controlling the dynamic state of technical objects, led to design schemes in the form of mechanical oscillatory systems with lumped parameters, is essential for ensuring the reliability and safety of operation of modern machines for various purposes. An original approach is being developed, based on the introduction of a structural formation - the dyad, which is a system-forming factor in the formation of the dynamic properties of vibrational systems. The main properties of dyads and the form of manifestation of dynamic properties are determined.

Key words: *mechanical circuits, mechanical oscillatory systems, dyads, transfer functions, structural mathematical models.*

Введение

Обеспечение надежности и безопасности эксплуатации технических и транспортных машин, работающих в условиях интенсивного динамического нагружения требует развития методов математического моделирования, оценки динамических свойств и форм проявления динамических эффектов на всех стадиях жизненного цикла проектирования, создания эксплуатации технических объектов. Вопросам динамики машин, оборудование и аппаратуры уделяется значительное внимание, многие задачи динамики, в частности, задачи вибрационной защиты машин, нашли отражение в работах [1 ÷ 3]. Широкое распространение получили методы математического моделирования [4, 5], основанные на использовании электромеханических и динамических аналогий, в рамках которых расчетным схемам технических объектов сопоставляются эквивалентные в динамическом отношении электрические и механические цепи, а также структурные схемы систем автоматического управления [6, 7].

В предлагаемом докладе развивается метод структурного математического моделирования в приложении к оценке динамических свойств структурного образования в виде диады, которое присутствует практически во всех цепных колебательных системах с двумя и более степенями свободы с сосредоточенными параметрами.

I. Некоторые общие положения

1. Диада – это структурное образование, состоящее из двух массо-инерционных элементов, соединенных между собой пружиной. Элементы диады перемещаются по одной линии. Диада может рассматриваться как механическая цепь, состоящая из трех последовательно соединенных элементов (рис. 1).

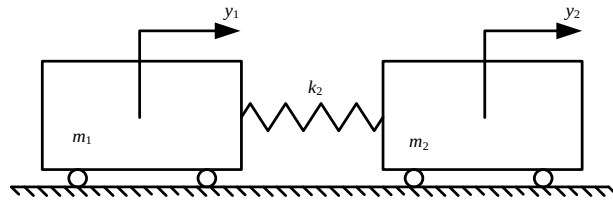


Рис. 1. Принципиальная схема обычной диады

В рамках метода структурного математического моделирования [2, 3, 6] типовые элементы m_1 , m_2 и k_2 могут быть представлены в операторной форме; при этом элемент m_1 имеет передаточную функцию $W_{m_1}(p) = m_1 p^2$, а элемент m_2 – $W_{m_2}(p) = m_2 p^2$; упругий элемент имеет жесткость k_2 . На рис. 2 приводится принципиальная схема механической цепи, состоящей из трех последовательно соединенных элементов, что можно назвать механической цепью [7, 8].

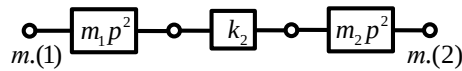


Рис. 2. Принципиальная схема механической цепи в операторной форме

Механическая цепь имеет вход – т.(1) и выход – т.(2). Используя правило соединения трех последовательно соединенных элементов, получим некоторое структурное образование, которое имеет передаточную функцию

$$W_0(p) = \frac{(m_1 p^2)(m_2 p^2)k_2}{m_1 p^2 k_2 + m_2 p^2 k_2 + m_1 m_2 p^4} = \frac{m_1 m_2 k_2 p^2}{(m_1 + m_2)k_2 + m_1 m_2 p^2}. \quad (1)$$

Передаточная функция (1) имеет вид дробно-рационального выражения. В физическом смысле (1) и отображает динамическую жесткость квазипружины, которая зависит от p^2 ($p = j\omega$ – комплексная переменная [2, 3, 7]. Динамическая жесткость обладает тем свойством, что её значение становится бесконечно большим на частоте:

$$\omega_{\text{дин}}^2 = \frac{k_2(m_1 + m_2)}{m_1 m_2} = k_2 m_{\text{пр}}, \quad (2)$$

где

$$m_{\text{пр}} = \frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \quad (3)$$

является приведенной массой.

Диада, таким образом, как механическая цепь, может рассматриваться как квазипружина, обладающая динамической жесткостью, определяемой выражением (1). Амплитудно-частотная характеристика диады приводится на рис. 3, откуда следует, что при $\omega = 0$, $|W_0(p)| = 0$; при $\omega \rightarrow \infty$, $|W_0(p)| \rightarrow k_2$; при $\omega^2 = \omega_0^2$, $|W_0(p)| \rightarrow \infty$.

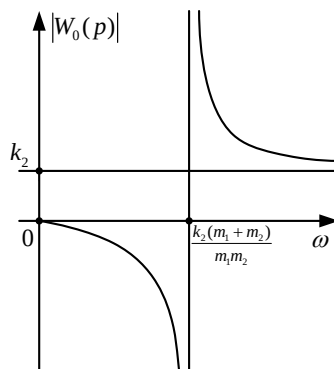


Рис. 3. Амплитудно-частотная характеристика диады

2. Структурное образование (диада), представленное как механическая цепь на рис. 1 и рис. 2, может рассматриваться также как механическая система, положение которой определяется координатами y_1 и y_2 массоинерционных элементов m_1 и m_2 – соответственно. В этом случае кинетическая и потенциальная энергии системы будут определяться выражениями

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{y}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{y}_2^2, \quad (4)$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k_2 (y_2 - y_1)^2. \quad (5)$$

Уравнения движения механической колебательной системы с двумя степенями свободы могут быть построены на основе применения уравнений Лагранжа второго рода [2], получим, что

$$m_1 \ddot{y}_1 + k_2 y_1 - k_2 y_2 = 0, \quad (6)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_2 y_2 - k_2 y_1 = 0. \quad (7)$$

Используя преобразования Лапласа при нулевых начальных условиях уравнения (6), (7) могут быть преобразованы к операторной форме

$$\bar{y}_1 (m_1 p^2 + k_2) - k_2 \bar{y}_2 = 0, \quad (8)$$

$$\bar{y}_2 (m_2 p^2 + k_2) - k_2 \bar{y}_1 = 0. \quad (9)$$

где $p = j\omega$ – комплексная переменная, значок $\leftrightarrow$ над переменной означает изображение по Лапласу. Структурная математическая модель диады на основе уравнения (8), (9) может быть представлена в виде структурной схемы эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления [3, 6], как показано на рис. 4

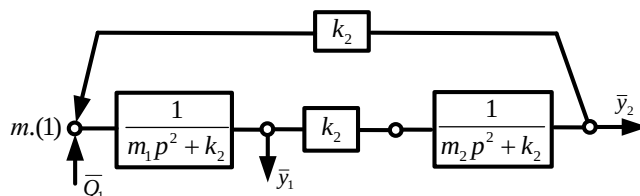


Рис. 4. Структурная математическая модель (структурная схема) диады по рисунку 1

В данной системе для детализации представлений об её динамических свойствах будем полагать, что внешнее воздействие имеет вид гармонического силового возмущения Q_1 , которое приложено к т.(1) (рис. 4). Выходными сигналами системы в данном случае

рассматриваются координаты $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$, определяющие положения массоинерционных элементов m_1 и m_2 при действии внешнего возмущения.

Система на рис. 4 состоит из двух параллельных блоков (или систем), соединённых упругой связью k_2 (рис. 5)

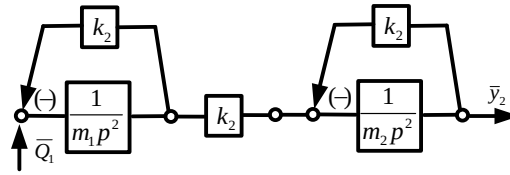


Рис. 5. Структурная схема с блоками, отражающими парциальные свойства системы

Как следует из рис. 4 и рис. 5 парциальная система представляет собой механический колебательный блок с одной степенью свободы [9].

II. Оценка динамических свойств диады

Взаимодействие парциальных блоков происходит через упругую связь с передаточной функцией $W_{k_2}(p) = k_2$. Парциальные блоки обладают парциальными частотами

$$n_1^2 = \frac{k_2}{m_1}, \quad (10)$$

$$n_2^2 = \frac{k_2}{m_2}. \quad (11)$$

В свою очередь, передаточные функции системы (рис. 4) при силовом возмущении $\bar{Q}_1$ имеет вид

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_1} = \frac{m_2 p^2 + k_2}{A(p)}, \quad (12)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{Q}_1} = \frac{k_2}{A(p)}, \quad (13)$$

$$\text{где} \quad A(p) = (m_1 p^2 + k_2)(m_2 p^2 + k_2) - k_2^2 \quad (14)$$

— является частотным характеристическим уравнением.

В диаде уравнение (14) принимает вид

$$p^2[m_1 m_2 p^2 + k_2(m_1 + m_2)] = 0, \quad (15)$$

откуда следует, что диада (как некоторая система) имеет одну циклическую координату, а также одну частоту собственных колебаний [10, 11]

$$\omega_{\text{соб}}^2 = \frac{k_2(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}, \quad (16)$$

Сопоставляя выражения (16) и (2), отметим, что частота, при которой динамическая жесткость диады, как механической цепи (рис. 1), принимает бесконечно большое значение; это соответствует частоте собственных колебаний диады, рассматриваемой, в свою очередь, как некоторая система.

1. Как это следует выражения (12), которым определяется передаточная функция диады как системы $W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{Q}_1}$, в этом случае имеется режим динамического гашения колебаний на частоте

$$\omega_{\text{дин1}}^2 = \frac{k_2}{m_2}. \quad (17)$$

Частота динамического гашения колебаний $\omega_{\text{дин1}}^2$ совпадает с парциальной частотой, определяемой, в свою очередь, выражением (11).

2. Поскольку диада имеет циклическую координату, то в системе возможно движение с некоторой постоянной скоростью. Таким образом, колебания диады по координатам y_1 и y_2 осуществляют массоинерционные элементы относительно состояния некоторого установившегося движения (но не относительно положения статистического равновесия). Амплитудно-частотная характеристика диады при силовом возмущении Q_1 имеет вид, как показано на рис. 6.

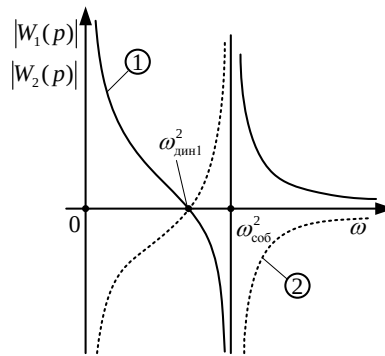


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика диады:

сплошная линия – $W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{Q_1}$, штриховая линия – $W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{Q_1}$

Учитывая особенности структурной схемы системы (рис. 4), можно ввести в рассмотрение понятие о передаточной функции межпарциальных связей

$$W_{12}(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = \frac{k_2}{m_2 p^2 + k_2}. \quad (18)$$

Зависимость отношения амплитуд колебаний от частоты представлена на рис. 7. При частоте внешнего воздействия, которая совпадает с парциальной частотой, выражение (11), зависимость $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1}(\omega)$ имеет разрыв второго рода, а отношение амплитуд разделяется на две группы. При частотах меньше n_2 – колебания m_1 и m_2 является синфазный; при $\omega > n_2 - m_1$ и m_2 колеблются в противоположных направлениях.

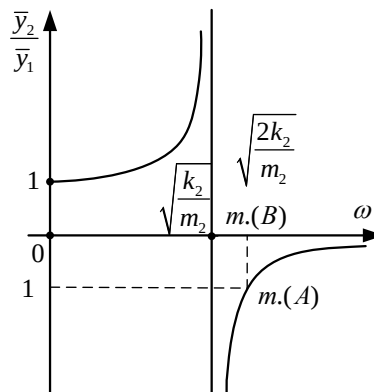


Рис. 7. Амплитудно-частотная характеристика межпарциальных связей

Если принять, что $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = -1$, то из этого отношения, следует, можно получить выражение для определения соответствующей частоты

$$\omega_{01}^2 = \frac{2k_2}{m_2}. \quad (19)$$

При условии $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = 1$, частота не может быть реализована. Из (19) следует, в частности, что на этой частоте возникает некоторая условная точка, которая может рассматриваться как центр колебаний.

Точка т.(А) соответствует отношению амплитуд $\frac{\bar{y}_2}{\bar{y}_1} = -1$, а т.(В) определяет частоту и положение центра колебаний. При изменении частоты изменяется и положение центра колебаний. Аналогией такого процесса является колебание рычага на промежуточной опоре. Отметим, что соотношение амплитуд вынужденных колебаний при $\bar{Q}_1 \neq 0$ отражает рычажные связи между координатами, что характерно для механических колебательных систем. При этом, формы соотношения между координатами "внешне" обладают признаками вращательных движений в рычажных механизмах первого и второго родов [12].

3. Решение задачи динамики диады можно производить в рамках постановки задач вибрационной защиты некоторого технического устройства, которое состоит из двух масс m_1 и m_2 и соединительной пружины k_2 . Полагая, что массоинерционный элемент m_1 является объектом, динамическое состояние которого оценивается при действии внешнего возмущение $\bar{Q}_1$, преобразуем структурные схемы на рис. 4 и рис. 5 к виду, как показано на рис. 8.

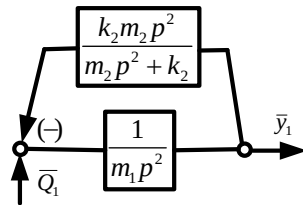


Рис. 8. Структурная схема диады с выделенным m_1 для оценки динамического состояния

Цепь обратной отрицательной связи (рис. 8), представляет собой динамическую жесткость квазипружины, по отношению к объекту защиты m_1 . При этом задача вибрационной защиты объекта m_1 от $\bar{Q}_1$ решается в рамках обобщенной базовой модели в виде системы с одной степенью свободы. Объект защиты m_1 связан с квазипружиной, создающей динамическую реакцию связи

$$\bar{R}_{\text{дин}} = \bar{k}_{\text{пр}} \bar{y}_1, \quad (20)$$

где $\bar{y}_1 = W_1(p) \cdot \bar{Q}_1$ – динамическое смещение по координате y_1 ; динамическая жесткость квазипружины [13] определяется выражением

$$\bar{k}_{\text{пр}} = \frac{k_2 m_2 p^2}{m_2 p^2 + k_2}, \quad (21)$$

имеет бесконечно большое значение, что формирует в системе специфический режим. В частности

$$\bar{R}_{\text{дин}m_1} = \frac{k_2 m_2 p^2}{m_2 p^2 + k_2} \cdot \frac{\bar{Q}_1 (m_2 p^2 + k_2)}{p^2 [m_1 m_2 p^2 + k_2 (m_1 + m_2)]} = \frac{k_2 m_2 \bar{Q}_1}{m_1 m_2 p^2 + k_2 (m_1 + m_2)}, \quad (22)$$

при котором на частоте собственных колебаний диады, динамическая реакция связей на элементе m_1 будет бесконечно большой ($\bar{R}_{\text{дин}m_1} \rightarrow \infty$) [13].

Для оценки динамического состояния диады в данном случае может быть введена амплитудно-частотная характеристика в виде отношения динамической реакции связи к внешней силе, что можно рассматривать как введение нового параметра динамического состояния диады

$$\bar{W}_R(p) = \frac{\bar{R}_{\text{дин}m_1}}{\bar{Q}_1} = \frac{k_2 m_2}{m_1 m_2 p^2 + k_2 (m_1 + m_2)}. \quad (22)$$

Отметим, что при $p \rightarrow \infty$, $\bar{W}_R(p) \rightarrow \frac{k_2}{m_1}$; при $\omega^2 = \omega_{\text{соб}}^2$ в амплитудно-частотной характеристике наблюдается разрыв второго рода.

Заключение

1. Таким образом, открытая механическая цепь, состоящая из двух массоинерционных элементов m_1 и m_2 , соединённых пружиной k_2 , может рассматриваться как квазипружина или как некоторое структурное образование из элементов, обладающее динамической жесткостью, зависящей от частоты динамических периодических гармонических взаимодействий элементов. Динамическая жесткость квазипружины может принимать на определенной частоте бесконечно большие значения. В дальнейшем эта частота может служить характеристикой свойств системы, в которую входит механическая цепь.

2. Особенностью механической цепи является то обстоятельство, что ее элементы не соприкасаются с опорными поверхностями.

3. Особым классом открытых (незамкнутых) механических цепей является цепь, в которой граничными элементами являются инерционно-упругие элементы для соединения инерционных звеньев.

4. Цепь из трех звеньев может быть названа диадой. Такая цепь может быть трансформирована в механическую колебательную систему, математическая модель которой отображается структурной схемой эквивалентной в динамическом отношении системы автоматического управления.

5. Диада, как система с двумя степенями свободы, при действии гармонического силового возмущения может совершать колебания относительно положения установившегося движения. В данном случае, отметим, что диада обладает одной циклической координатой.

6. Вынужденные колебания диады и особенности их динамических свойств могут быть описаны на основе аналитического аппарата теории автоматического управления (передаточные функции, амплитудно-частотные характеристики, динамические режимы и состояния и др.).

7. В диадах проявляются в рычажные связи в распределениях амплитуд колебаний по различным координатам.

8. Характерными параметрами в оценки динамических свойств диад является частота собственных колебаний и парциальные частоты.

9. При гармоническом силовом возмущении в диаде отношения амплитуд колебаний имеют две формы состояний. Одна из них соответствует положительному отношению амплитуд колебаний; вторая – отрицательному отношению амплитуд по координатам и y_1 и y_2 . Переход от одной формы совместных движений к другой осуществляется на частотах динамического гашения колебаний (или на парциальных частотах).

10. Сумма парциальных частот диады равна частоте её собственных колебаний.

Библиография

1. *Фролов К.В.* Прикладная теория виброзащитных систем / К.В. Фролов, Ф.А. Фурман. – М.: Машиностроение, 1980. – 276 с.
2. *Елисеев С.В.* Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов / С.В. Елисеев, Ю.Н. Резник, А.П. Хоменко, А.А. Засядко. – Иркутск: изд-во ИГУ, 2008. – 523 с.
3. *Елисеев С.В.* Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С.В. Елисеев, Артюнин А.И.. – Новосибирск: Наука, 2016. – 459 с.
4. *Clarence W.* Vibration. Fundamentals and Practice / Clarence W., de Silva. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. – 957 p.
5. *Тарасик В.П.* Математическое моделирование технических систем / В.П. Тарасик. 2-е изд. испр. и доп. – Минск: Дизайн ПРО, 2004. – 640 с.
6. *Елисеев С.В.* Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем / С.В. Елисеев, Ю.Н. Резник, А.П. Хоменко. – Новосибирск: Наука, 2011. – 384 с.
7. *Дружинский И.А.* Механические цепи / И.А. Дружинский. – Л.: Машиностроение, 1977. – 240 с.
8. *Елисеев С.В., Каргапольцев С.К.* Отображение особенностей соединения механических элементов в теории механических цепей // Труды XIX Байкальской Всероссийской конференции: Информационные и математические технологии в науке и управлении. Иркутск, 2014. – С. 100-108.
9. *Цзе Ф.С.* Механические колебания / Ф.С. Цзе, И.Е. Морзе, Р.Т. Хинкл; под ред. чл. - корр. АН СССР И.Ф. Образцова. – М.: Машиностроение, 1966. – 508 с.
10. *Елисеев А.В.* Диады в механических системах: особенности динамических свойств. часть I // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21, № 7 (126). – С. 26-38.
11. *Елисеев А.В.* Диады в механических системах: особенности динамических свойств. часть II // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21, № 8 (127). – С. 22-37.
12. *Елисеев С.В.* К вопросу о теории рычажных связей в динамике механических колебательных систем // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2015. – № 12 (107). – С. 30-40.
13. *Кашуба В.Б.* Динамические реакции в соединениях элементов механических колебательных систем / В.Б. Кашуба, С.В. Елисеев, Р.С. Большаков. – Новосибирск: Наука, 2017. – 331 с.

УДК 621.01.

ТЕХНОЛОГИЯ СОЗДАНИЯ АВТОНОМНОЙ АДАПТИВНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Иванов К.С.

Алматинский университет энергетики и связи, Казахстан, Алматы, ivanovgreek@mail.ru

Технология создания современных зубчатых автоматических коробок передач основана на использовании многоступенчатой зубчатой передачи в сочетании с гидромеханической системой управления и гидротрансформатором. Такая конструкция является чрезвычайно сложной и неадекватной к требованиям плавности передачи движения из-за разрывов энергетического потока при переключении передач. Недавно были разработаны теоретические основы создания простейших зубчатых адаптивных передач с постоянным зацеплением зубчатых колес. В основе адаптивной передачи используется кинематическая цепь с двумя степенями свободы. Во время работы циркуляция энергии в замкнутом контуре

обеспечивает равновесие системы. Однако этого недостаточно, чтобы обеспечить определимость движения. Кроме того, на старте адаптивная передача не может начать движение неподвижного рабочего органа без передачи силы на него. В работе приводится технология создания автономной адаптивной передачи.

Ключевые слова: автономная передача, силовая адаптация, технология создания.

TECHNOLOGY OF CREATION OF INDEPENDENT ADAPTIVE TRANSFER

Ivanov K.S.

*Almaty University of Power Engineering and Telecommunication, Kazakhstan, Almaty
ivanovgreek@mail.ru*

The technology of creation of modern gear automatic gear boxes is based on use of multistage transfer in a combination to a hydro mechanical control system and the fluid converter. Such design is extremely difficult and inadequate to demands of smoothness of transfer of motion because of ruptures of a power stream at the gear change. Recently theoretical bases of creation of the elementary gear adaptive transfers with constant engagement of toothed wheels have been developed. At the base of adaptive transfer the kinematic chain with two degree of freedom is used. In operating time energy circulation in the closed contour provides balance of system. However it is not enough for providing the definability of motion. Besides, on start adaptive transfer cannot begin the motion of the motionless tool. Start can be provided by means of creation of a mid gear. The innovative technology of creation of independent adaptive transfer creation of is resulted.

Key words: independent transfer, power adaptation, technology of creation.

Введение

Адаптивная зубчатая передача представляет собой зубчатый механизм с постоянным зацеплением зубчатых колес и переменным передаточным отношением. В настоящее время получила распространение сложная гидромеханическая передача с переменным передаточным отношением (CVT), содержащая гидротрансформатор, ступенчатый зубчатый механизм и гидромеханическое устройство переключения передач [1].

Адаптивная зубчатая передача выполнена в виде планетарного механизма, является саморегулирующимся зубчатым вариатором и отличается простотой и адекватностью к внешней нагрузке. Принцип создания зубчатого вариатора основан на использовании кинематической цепи с двумя степенями свободы. На основе этого принципа были разработаны патенты Харриса и Иванова [2, 3].

Теоретические предпосылки существования зубчатого вариатора были разработаны Ивановым К.С. [4, 5].

Теоретической основой создания зубчатого вариатора является научное открытие Иванова «Эффект силовой адаптации в механике» [4]. Согласно этому открытию кинематическая цепь с двумя степенями свободы, содержащая входное звено, выходное звено и размещенный между ними подвижный замкнутый контур, адаптируется к переменной выходной нагрузке за счет изменения выходной скорости. Во время работы циркуляция энергии в замкнутом контуре обеспечивает равновесие системы.

Однако найденный эффект определяет только необходимое условие адаптации.

Определимость движения с двумя степенями свободы может быть достигнута введением дополнительной связи, характеризующей достаточное условие адаптации.

Кроме того, пуск механизма происходит в состоянии с одной степенью свободы при отсутствии силового действия на остановленное выходное звено. Определимость пуска должна иметь место для обеспечения автономной работы механизма.

В статье приводится описание технологии создания автономного адаптивного зубчатого вариатора с использованием необходимого и достаточного условий адаптации.

Технология создания адаптивного зубчатого вариатора

Технология создания зубчатого вариатора содержит следующие требования:

- 1) основой механизма является планетарная кинематическая цепь с двумя степенями свободы, содержащая подвижный замкнутый контур;
- 2) кинематическая цепь имеет дополнительную параллельную связь, обеспечивающую определенность движения.
- 3) кинематическая цепь на старте имеет мертвое положение.

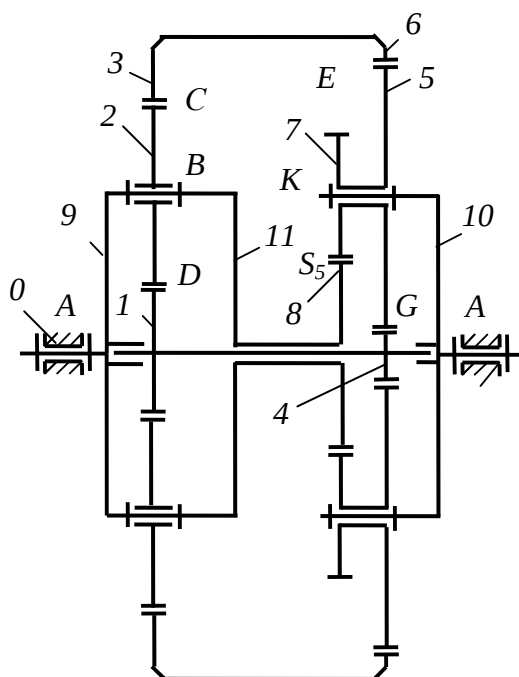


Рис. 1. Конструктивная схема вариатора

Планетарная кинематическая цепь вариатора (рис. 1) имеет две степени свободы и содержит следующие детали: входное водило 9, блок солнечных колес 1-4, блок кольцевых колес 3-6, входной сателлит 2, выходной сателлит 5 и выходное водило 10. Зубчатые колеса образуют четырехзвенный подвижный замкнутый контур 1-2-3-6-5-4, размещенный между водилами 9 и 10.

Дополнительная передача 8-7 от входного водила 9 к выходному сателлиту 5, дублирующая соответствующую планетарную передачу, содержит зубчатое колесо 8 с диском 11, жестко связанным с водилом 9, и колесо 7, жестко связанное с сателлитом 5. Дополнительная передача создает дополнительную подвижную опору при передаче сил (моментный рычаг), а также расклинивание кинематической цепи после начала движения. Дополнительная передача имеет передаточное отношение u_{9-5}^{don} и дублирует планетарную кинематическую цепь от входного водила 9 до выходного сателлита 5 с передаточным отношением u_{9-5}^{nl} . $u_{9-5}^{don} = u_{9-5}^{nl}$.

Работа адаптивного зубчатого вариатора

Вариатор работает следующим образом.

Входной вал с входным водилом 9 передает движение на входной сателлит 2. Входной сателлит 2 передает движение на блоки зубчатых колес 1-4 и 3-6. Блоки колес 1-4 и 3-6 передают движение на выходной сателлит 5 и выходное водило 10. Одновременно кинематическая цепь с дополнительной дублирующей передачей из зубчатых колес 8-7 передает движение от входного водила 9 к выходному сателлиту 5 и водилу 10.

Дублирующая передача 8-7 имеет передаточное отношение, равное передаточному отношению планетарной кинематической цепи.

Определимость движения в момент старта обеспечивает дополнительная связь, которую создает мертвое положение входного и выходного водил одинаковой длины. Сразу же после начала движения происходит разблокировка мертвого положения и переход в состояние с двумя степенями свободы. Разблокировку создает дополнительная дублирующая передача 8-7, дублирующая заклиненную планетарную передачу.

В оперативном (эксплуатационном) режиме движения с двумя степенями свободы зубчатые колеса, образующие замкнутый контур 1-2-3-6-5-4, обеспечивают циркуляцию энергии. Замкнутый контур создает подвижную связь, аналогичную связи, которую создает циркулирующий поток жидкости в гидротрансформаторе.

Действие адаптивного зубчатого вариатора в оперативном режиме основано на циркуляции энергии внутри подвижного замкнутого контура, которая происходит, если выходной момент сопротивления превышает входной движущий момент. С увеличением момента сопротивления увеличивается циркуляция энергии и уменьшается скорость вращения выходного вала. То есть действие зубчатого вариатора аналогично действию гидравлического трансформатора с той разницей, что носителем циркулирующей энергии является подвижный замкнутый контур из зубчатых колес, а не замкнутый поток жидкости. Таким образом, зубчатый вариатор обеспечивает не только переменное передаточное отношение, но и адаптацию к внешней нагрузке без какого-либо управления.

Заключение

Технология создания автономной адаптивной передачи (зубчатого вариатора) должна выполнять следующие требования:

- 1) основная планетарная кинематическая цепь должна иметь две степени свободы и содержать подвижный замкнутый контур,
- 2) дополнительная параллельная связь должна дублировать передаточное отношение основной планетарной кинематической цепи,
- 3) кинематическая цепь на старте должна иметь мертвое положение.

Конструкция вариатора, выполняющая необходимое и достаточное условия адаптации и имеющая мертвое положение при пуске, обеспечивает определимость движения как при пуске, так и в эксплуатационном режиме.

Адаптивный зубчатый вариатор является высокоэффективным саморегулирующимся передаточным механизмом, который может быть использован для машин с переменным технологическим сопротивлением во всех отраслях техники от автомобилестроения до робототехники.

Библиография

1. *Kevin R. Lang*. Continuously Variable Transmissions. An Overview of CVT Research Past, Present, and Future. 21W. 732, USA. 2000. – 11 p.
2. *Harries John*. Power transmission system comprising two sets of epicyclic gears. Patent of Great Britain GB2238090 (A). – 1991. – 11 p.
3. *Иванов К.С.* Передача с автоматически регулируемой скоростью. Предварительный патент республики Казахстан № 3208 от 15.03.1996.
4. *Ivanov K.S.* Theory of Continuously Variable Transmission (CVT) with Two Degrees of Freedom // Paradox of mechanics. Proceedings of the American Society of Engineers Mechanics (ASME) International Mechanical Engineering Congress & Exposition (IMECE 2012). Houston, Texas, USA. – 2012. – P. 933 - 942.
5. *Ivanov K.S.* Theoretical Preconditions of Creation of Self-Adjusted Mechanisms. Applied Mechanics and Materials. Trans Tech Publications, Switzerland. ICMERA. – 2017. – P. 37-45.

УДК 531.8

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ТЕРМИНОЛОГИИ ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Крюков В.А.

Тульский государственный университет, Россия, Тула, va.krukov@gmail.com

Изложены основные требования к построению терминосистемы технических наук, проанализированные основные терминологические источники по ТММ. Указаны типовые ошибки, допускаемые при определении структуры терминосистемы, определении и использовании терминов, входящих в неё.

Ключевые слова: *теория механизмов и машин, наука механизмов и машин, терминология, терминологическая система, терминологические словари, термин.*

THE CURRENT STATE OF THE THEORY OF MECHANISMS AND MACHINES TERMINOLOGY

Krukov V.A.

Tula State University, Russia, Tula, va.krukov@gmail.com

The basic requirements for the construction of the technical Sciences term systems are stated, the main sources of MMS terminology are analyzed. Typical mistakes made in determining the structure of the terminological system, the definition of terms belonging to the term system are shown.

Key words: *theory of mechanisms and machines, mechanism and machine science, terminology, terminological system, terminological dictionaries, term.*

Введение

Необходимым условием научной и учебной деятельности является возможность точной передачи информации. Обмен научной информацией производится с помощью языка специальных целей, основой которого являются терминосистемы различных наук. Причем развитие и качество терминосистемы конкретной науки во многом характеризует её уровень. Теоретические вопросы терминологии, анализ и формирование терминосистем являются предметом исследования как лингвистов, так и представителей конкретных отраслевых наук. Создание специальной терминологии началось одновременно с созданием соответствующих наук, в том числе и теории механизмов и машин (ТММ), а её развитие и совершенствование продолжается параллельно с развитием конкретной науки. Однако несмотря на большую и плодотворную работу по упорядочиванию и стандартизации терминологии терминологическая система ТММ далека от совершенства, при определении терминов и их использовании допускается ряд ошибок, затрудняющих общение ученых и снижающих качество учебного процесса. Целью настоящей статьи является анализ состояния терминологической работы, терминологических словарей, ошибок, допускаемых при дефиниции и использовании терминов в предметной области ТММ.

Терминологические словари по теории механизмов и машин

Создание специальной терминологии началось одновременно с созданием соответствующих наук, а её развитие и совершенствование продолжается параллельно с развитием конкретной науки. Работы по упорядочиванию и стандартизации технической терминологии в нашей стране начались в 1933 г., когда по инициативе академика С.А. Чаплыгина и специалиста по терминологии Д.С. Лотте на базе Дома ученых в Ленинграде была создана комиссия по технической терминологии при Общем собрании АН СССР. За

время своей деятельности этой комиссией было подготовлено и опубликовано более ста терминологических сборников, ряд из которых был посвящены терминологии ТММ и смежных дисциплин. Работа по составлению, пересмотру и дополнению терминов, входящих в эти сборники, проводилась ведущими учеными и специалистами в области машиноведения, проекты сборников широко обсуждались. Выпуск 99 «Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения» [1] был подготовлен комиссией Комитета научно-технической терминологии АН СССР и Научным советом по теории механизмов и машин АН СССР и опубликован в 1984 г. В сборник было включено 139 основных терминов теории механизмов и машин на четырех официальных языках ИФТоММ (русском, английском, немецком и французском), разбитых на 5 разделов: 1 – Структура механизмов; 2 – Кинематический анализ механизмов; 3 – Динамический анализ механизмов; 4 – Синтез механизмов; 5 – Основы теории машин. Эти разделы, в основном, соответствовали построению учебных курсов теории механизмов и машин в высших технических учебных заведениях СССР. Термины, относящиеся к зубчатым передачам, вошли в сборник, опубликованный в 1962 г.

В 1969 г. отечественными учеными: И.И. Артоболевским, Н.И. Левитским, Л.С. Гродзенской, Е.О. Вильд на основе краткого немецко-английского словаря по кинематике механизмов, опубликованного в 1960 г. в трудах Американского общества инженеров-механиков, был составлен аналогичный словарь, дополненный русскими терминами [2]. Определения понятий в словаре отсутствовали. Всего в словарь было включено более 600 терминов. Основная часть их относилась к предметной области ТММ («степень свободы», «ведомое звено», «заменяющий механизм», «линия зацепления» и т.д.). Наряду с терминами теории механизмов и машин в словарь был включен ряд общетехнических терминов («болт», «тормоз», «чертеж»), общенаучных и математических терминов («точка», «сфера», «числитель дроби», «ось абсцисс»), а также терминов, не имеющих непосредственного отношения к ТММ, и слов и словосочетаний, не являющихся терминами («пример», «Комитет по экономике производства», «нижний индекс», «Союз германских инженеров», «лаборатория»). Эти недостатки объясняются тем, что при составлении указанного словаря первоначальный словник, предложенный американскими учеными Р.С. Хартенберг и Т.П. Гудман, не менялся.

Большое внимание вопросам терминологии ТММ уделялось и уделяется авторами учебной литературы. Начиная с первого классического учебника академика И.И. Артоболевского практически все авторы в большем или меньшем объеме включают в учебники и учебные пособия определения основных используемых терминов. В учебное пособие профессора Н.И. Левитского [3], опубликованное в 1979 г. в качестве приложения был включен краткий (78 терминов) терминологический словарь на четырех языках.

«Терминологический взрыв», инициированный научно-технической революцией, привел к резкому росту существующих и появлению новых терминосистем. Число технических терминов увеличилось не менее чем на порядок. Недостаточный уровень стандартизации и унификации терминологии мог привести к переходу «терминологического взрыва» в «терминологический потоп». Это усилило внимание к вопросам терминологии как со стороны лингвистов, так и со стороны технических специалистов, привело к активизации терминологической деятельности. Появление ряда новых машин и механизмов привело к тому, что ряд основных понятий ТММ перестал соответствовать современному состоянию науки. Появились предложения по изменению определений таких фундаментальных терминов как «кинематическая пара» и введению ряда новых понятий [4].

Одной из первых постоянных комиссий при Международной федерации по теории механизмов и машин (ИФТоММ), созданной в 1971 г. была комиссия А – постоянная комиссия по стандартизации терминологии. Комиссией было подготовлено несколько печатных и электронных версий терминологического словаря [5, 6]. В журналах публикуется

большое число статей, в которых рассматриваются история развития терминов, анализируется состав терминосистемы ТММ, определения основных терминов и терминов отдельных разделов, появляются специализированные печатные словари [7].

Ошибки при составлении словарей

В логике, которая раскрывает основные требования к понятиям науки и их определениям, работах ряда ученых и стандартах сформулированы основные требования к формированию терминосистем, определению понятий и выражающих их терминов, а также продуктам терминологической работы. Несмотря на большую работу по упорядочиванию терминологии современное состояние терминологических продуктов в предметной области ТММ вызывает ряд критических замечаний [8, 9]. Ниже приведены некоторые типичные ошибки, допускаемые при составлении терминологических словарей. В качестве основного источника была выбрана электронная версия словаря, разработанного комиссией IFToMM [6], который на сегодняшний день является наиболее полным и авторитетным словарем по ТММ.

Композиция словаря определяет состав и расположение основных и вспомогательных частей словаря, порядок следования единиц описания, расположение, наполнение и оформление словарных статей. Словник определяет термины, включаемые в словарь, и его объем. Анализируемый словарь, содержит 15 разделов – традиционные: «Структура машин и механизмов», «Кинематика», «Динамика»; разделы, содержащие новые термины: «Робототехника», «Мехатроника», «Биомеханика», «Compliant mechanisms» (только на английском языке). Достаточно спорным представляется включение в словарь раздела «14. Подъемно-транспортное оборудование и логистика». Транспортная логистика не связана непосредственно с проектированием и эксплуатацией машин, её вопросы отнесены к научной специальности 05.22.01 «Транспортные и транспортно-технологические системы страны, ее регионов и городов, организация производства на транспорте», в то время как ТММ отнесена к группе научных специальностей 05.02.00 «Машиностроение и машиноведение». Порядок следования терминов и форма их представления в различных разделах отличаются: словарные статьи расположены как в алфавитном, так и тематическом порядке, а термины частично представлены в естественной форме («Кинематическая пара»), частично – в инверсной («Stability, absolute»).

Словник словаря включает в себя большое число терминов, относящихся к предметным областям других наук: «Цапфа», «Заземление», «Скорость», «Переменная», «Зависимая переменная», «Пара сил», «Оболочка» и т.д., а также слов и словосочетаний, не являющихся терминами: «Принцип суперпозиции», «Первый закон Ньютона» или представляющих собой выражения, составленные из нескольких терминов: «Анализ механизма». Ряд терминов не относится не только к предметной области ТММ, но и смежных наук: «Грузополучатель», «Поддон (паллета)», «Груз (фракт)». В то же время в словаре отсутствует ряд терминов, широко используемых в научной литературе, например, выражающих понятия, связанные с вариантами сборки механизмов, механизмами переменной структуры, неассуровыми механизмами, теорией сложности и рядом других.

Одним из основных требований при дефиниции понятий является совпадение объема и содержания понятия. К сожалению, это требование нарушается даже при определении фундаментальных понятий ТММ. Например, приведенные в разных словарях и учебниках определения понятия «машина» исключают из его объема упаковочные и разливочные машины, машины, осуществляющие сборочные операции, а также военные машины. В качестве второго примера можно привести определение группы Ассура: «кинематическая цепь, при присоединении которой к исходному механизму или отсоединении от него образуется новый механизм, который обладает таким же числом степеней свободы, как и исходный». Пропуск существенного признака «... не разделяемая на другие цепи, с теми же свойствами» привел к включению в объем определяемого понятия кинематических цепей, состоящих из нескольких групп Ассура.

Существенной ошибкой при определении терминов является наличие «логического круга». Например, кулачок и толкатель определяются следующим образом: «Кулачок – звено с криволинейным профилем или поверхностью, сообщающее перемещение толкателю посредством точечного или линейного контакта»; «Толкатель – звено, получающее движение непосредственно от кулачка». Практическая ценность таких определений невелика. Не имеют практической значимости также и тавтологические определения, типа: «Автоматически управляемое транспортное средство – автоматически управляемое или автоматическое транспортное средство».

Стремление максимально расширить словарь, включение в него ряда терминов из других предметных областей, изменение установившихся определений привело не только к логическим, но и фактическим ошибкам. Например, «Предел упругости» определяется как «точка на графике зависимости упругой деформации от нагрузки, после которой деформация остается постоянной». В этом определении сразу две ошибки: предел упругости является количественной характеристикой физических свойств материала и не может быть точкой; после достижения предела упругости деформации продолжают расти до достижения предела текучести.

Необходимая и важная работа по гармонизации терминов на разных языках, к сожалению, в ряде случаев привела к замене устоявшихся терминов русского языка их кальками с английского, например: «Стабильность» вместо «Устойчивость», «Феномен синхронизации» вместо «Явление синхронизации» или «Эффект синхронизации». Аналогичные ошибки имеются в названиях теорем и уравнений: «Принцип работы и энергии» («Теорема об изменении кинетической энергии»; «Уравнение Мэтью» («Уравнение Матье).

Заключение

Несмотря на большую и плодотворную работу, проводимую лингвистами и техническими специалистами, терминологическая система ТММ далека от совершенства и во многом продолжает оставаться стихийно сложившейся терминологией. Основным недостатком существующих терминологических источников по ТММ является отсутствие системности и нарушение логики при определении терминов.

Библиография

1. Теория механизмов и машин. Терминология. Буквенные обозначения величин // КНТТ. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 99. М.: Наука, 1978. – 40 с.
2. Артоболевский И.И. и др. Кинематика механизмов (немецко-англо-русский терминологический словарь) // Теория механизмов и машин. – 1963. – Вып. 94-95. – С. 54-68.
3. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. М.: Наука, 1979. – 576 с.
4. Плахтин В.Д. и др. Новый подход к определениям некоторых фундаментальных терминов теории механизмов и машин // Справочник. Инженерный журнал. – 2002. – № 1 (58). – С. 58-60.
5. Terminology for the Mechanism and Machine Science // Mechanism and Machine Theory. 2003. – N 38. – P. 597-1111.
6. IFToMM dictionaries online. Version 3.1 – May 2014. [Электронный ресурс] // URL: <http://iftomm-terminology.antonkb.nl> (дата обращения 01.04.2018).
7. Словарь-справочник по зубчатым передачам: русско-англо-немецко-французский / Под общ. ред В.Е. Старжинского. Гомель: ИММС НАБ Б, 2011. – 220 с.
8. Пейсах Э.Е. О терминологии по теории механизмов и машин // Теория механизмов и машин. – 2004. – Т. 2, № 2. – С. 80-94.
9. Крюков В.А. Некоторые проблемы построения терминосистемы теории механизмов и машин // Современное машиностроение. Наука и образование. – 2016. – № 5. – С.230-241.

УДК 631.356.4:658.562

ОБОСНОВАНИЕ ВЗАИМНОГО РАСПОЛОЖЕНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ КАРТОФЕЛЕУБОРОЧНОЙ МАШИНЫ

Кузьмин А.В. *, Остроумов С.С. **

**Иркутский государственный аграрный университет имени А.А. Ежевского, Россия, г. Иркутск, kuzmin_burgsha@mail.ru*

*** ОАО «Иркутская продовольственная корпорация», Россия, г. Иркутск, s.ostroumov@mail.ru*

В статье обоснуется взаимное расположение сепаратора и транспортера обрабатываемой массы картофелекопателя, обеспечивающее минимум повреждений клубней при уборке. Данная картофелеуборочная машина имеет роторный сепаратор. При работе сепаратора имеет место удар клубней о поверхность сепаратора, который может вызвать повреждения картофеля. Исходя из расчётов, выбраны рациональные параметры рабочих органов.

Ключевые слова: *уборка картофеля, механические повреждения, картофелекопатель, рабочие органы, клубень.*

THE RATIONALE OF THE MUTUAL ARRANGEMENT OF THE WORKING BODIES POTATO HARVESTER

Kuzmin A.V. *, Ostroumov S.S. **

**Irkutsk state agrarian University named after Ezhevsky A., Russia, Irkutsk, kuzmin_burgsha@mail.ru*

*** Irkutsk food Corporation, Russia, Irkutsk, s.ostroumov@mail.ru*

The article will settle the mutual position of the separator and conveyor of the processed mass of potato digger, providing a minimum damage of tubers during hatke. This potato harvesting machine has a rotary separator. When the separator is a shot of the tubers on the surface of the separator, which can cause damage to the potatoes. The basis of calculation chosen rational parameters of working bodies.

Key words: *harvest potatoes, mechanical damage, potato-digger, the working bodies, the tuber.*

Введение

В настоящее время очень актуальна задача экологически безопасной продукции в условиях импортозамещения. В том числе, очень важно производство продукции картофелеводства. Сейчас существует большая проблема: механические повреждения клубней при уборке.

Механические повреждения клубней появляются в результате ударов клубня о рабочие органы. В то же время повреждения клубней являются в результате разных причин, в том числе от почвенных факторов, от влажности почвы и воздуха, от температуры и от особенностей конструкции рабочих органов машин.

Иркутская область отличается более влажным климатом и более тяжелыми почвами в сравнении с Бурятией. Самыми продуктивными с точки зрения сельского хозяйства являются земли, расположенные на юге Иркутской области. Эти участки являются основными сельскохозяйственными угодьями. Содержание гумуса в этих почвах достигает 50%, что существенно для Иркутской области, на ее территории гумус в среднем не превышает 5% [1].

Кроме того, Иркутская область входит в район с пониженным увлажнением (51-75 мм осадков) [2].

Известно также, что среди первичных сепараторов прутковые элеваторы наносят незначительные повреждения. Это связано с тем, что полотно элеватора является не жесткой конструкцией, как грохоты, а может прогибаться при возникновении усилий, что предотвращает в клубни от повреждений. В целом повреждения, наносимые элеваторами, составляют на копателях 0,8-5,5 % [3].

Сделав анализ, можно отметить, что в Иркутской области для более тяжелых суглинков и в условиях повышенной влажности, в сравнении с Бурятией, необходимо применять роторные сепарирующие рабочие органы, которые при хорошем крошении почвенного пласта меньше повреждают клубни (4-5%) [4].

Нами разработан картофелекопатель с роторным сепаратором. Для определения параметров рабочих органов проводились испытания экспериментального картофелекопателя. При уборке два ряда картофеля подкапывались лемехом, затем масса поступала на сепаратор, где подвергалась разделению на пальчатой поверхности. Почва просыпалась в зазоры между дисками, а клубни двигались по поверхности сепаратора и укладывались на поверхность поля.

Уборка проводилась на первой передаче трактора при скорости движения 5 км/ч. Сепаратор данного картофелекопателя представляет собой систему параллельных валов. Главное преимущество такой конструкции – большая просеивающая способность при относительно малой длине сепарирующей поверхности.

Картофельный ворох падает на наклонную сепарирующую поверхность с загрузочного транспортера. Ворох представляет собой смесь клубней, почвы и растительных примесей, в основном остатков ботвы. На рисунке 1 показана схема для общего случая падения частицы картофельного вороха. Движение будет происходить под действием силы тяжести. Силу сопротивления воздуха Q при малых скоростях движения можно признать пропорциональной первой степени скорости:

$$\vec{Q} = -\mu \vec{v},$$

где μ - постоянный, коэффициент, равный силе сопротивления воздуха при $v = 1 \text{ м/с}$.

Начало координат поместим в центре вращения ротора, установленного на втором, считая сверху, валу наклонной части сепаратора.

Дифференциальные уравнения движения компонентов вороха запишутся так.

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = -\mu v_{nx}, \quad (1)$$

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = -mg - \mu v_{ny}, \quad (2)$$

где m - масса частицы, t - время, v_n - скорость схода компонентов вороха.

Начальные условия будут следующими: при $t = 0$; $x_0 = -\ell$; $y_0 = h$;

$$v_x = v_n \cos \alpha; \quad v_y = v_n \sin \alpha,$$

где $(-\ell; h)$ - координаты точки схода компонентов вороха с загрузочного транспортера; α - угол наклона вектора v_n к горизонтали.

Дифференциальные уравнения движения (1) и (2) представляют собой линейные дифференциальные уравнения второго порядка с постоянными коэффициентами. Найдя их решения и определив постоянные из начальных условий, получим уравнения движения частицы в выбранной системе координат:

$$x = \frac{mv_n \cos \alpha}{\mu} (1 - e^{-\frac{\mu}{m} t}) - \ell, \quad (3)$$

$$y = \frac{m}{\mu} (v_n \sin \alpha + \frac{mg}{\mu}) (1 - e^{-\frac{\mu}{m} t}) - \frac{mg}{\mu} t + h, \quad (4)$$

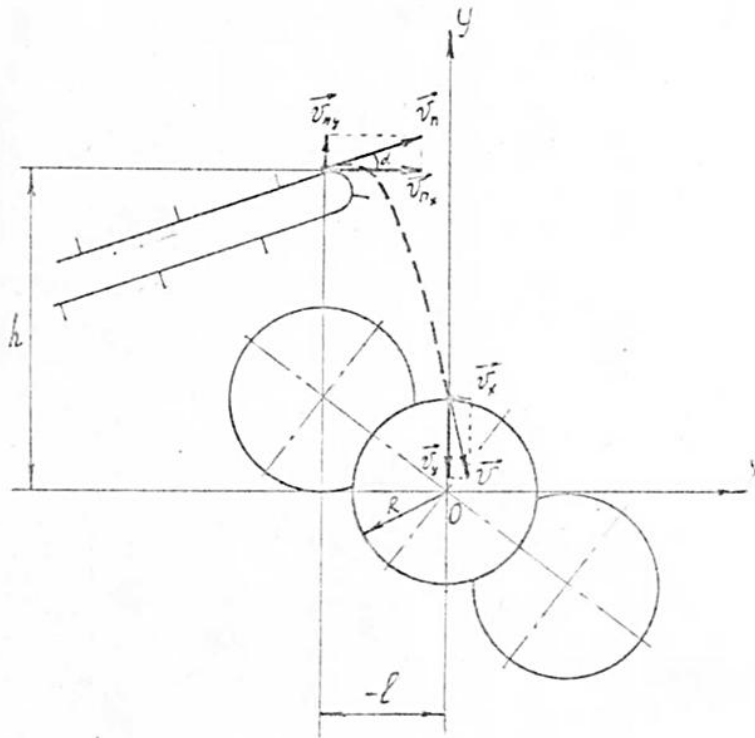


Рисунок 1. Схема падения частицы картофельного вороха на сепарирующую поверхность

Для нахождения траектории движения частицы исключим из уравнений (3) и (4) параметр t . Получим:

$$y = h + (tg\alpha + \frac{mg}{\mu v_n \cos \alpha})(x + \ell) + \frac{m^2 g}{\mu^2} \ln(1 - \frac{\mu(x + \ell)}{m v_n \cos \alpha}), \quad (5)$$

Нам необходимо определить расположение наклонной части сепаратора относительно загрузочного транспортера. Если принять, что движущаяся частица должна упасть в точку с координатами $(0; R)$, то задача сведется к определению расстояния ℓ между вертикалями, проведенными через точку схода и точку падения компонентов вороха.

Уравнение для определения ℓ можно получить из уравнения (5). Оно будет следующим:

$$h - R + (tg\alpha + \frac{mg}{\mu v_n \cos \alpha})\ell + \frac{m^2 g}{\mu^2} \ln(1 - \frac{\mu\ell}{m v_n \cos \alpha}) = 0, \quad (6)$$

Уравнение (6) решается численными методами при определенных значениях, входящих в него постоянных.

Отметим, что при одинаковой начальной скорости дальность полета клубня будет больше дальности полета растительной частицы, так как клубень, обладая большей массой, имеет меньший коэффициент сопротивления воздуха. Принятое нами взаимное расположение подающего транспортера и наклонной части сепаратора уменьшит встречные потоки разделяемых компонентов. Пролетая дальше, клубня, отскочив от наклонной сепарирующей поверхности, будут поступать на горизонтальную часть сепаратора, а растительные примеси круто падая с транспортера-загрузчика, будут выноситься вверх.

Пользуясь уравнением (6), можно рассчитать значение ℓ в зависимости от высоты падения вороха h , скорости движения полотна подающего транспортера v_n и угла его наклона к горизонтали α .

Заключение

Проведенные нами эксперименты позволили сделать следующие выводы:

1. В Иркутской области для более тяжелых суглинков и в условиях повышенной влажности необходимо применять роторные сепарирующие рабочие органы картофелеуборочных машин.
2. Для разработанного нами картофелекопателя обоснованы следующие параметры: угол наклона подающего транспортера $\alpha = 40^\circ$ и скорость движения полотна 0,8 м/с.
3. Верхний вал подающего транспортера картофелекопателя должен находиться над верхним валом сепаратора.

Библиография

1. *Почва Иркутской области* [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://baikal.shamora.info/>
2. *Петров, Г.Д.* Картофелеуборочные машины / Г.Д. Петров. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1984. - 320 с.
3. *Куцев, И.Е.* Разработка разветвляющейся технологии уборки картофеля с обоснованием параметров и режимов работы сепарирующих устройств: дис. д-ра техн. наук: 05.20.01 / Иван Евгеньевич Куцев. – Рязань, 1999. - 466 с.
4. *Солодухин, Г.П.* Изыскание и исследование ротационного рабочего органа для рыхления и сепарации почв в картофелеуборочных машинах [Текст]: Автореферат дис. на соискание ученой степени кандидата технических наук / Белорус. науч.-исслед. ин-т земледелия. - Минск: Урожай, 1964. - 18 с.

УДК 62.752, 621:534;833; 888.6, 629.4.015;02

К ВОПРОСУ О ПРИМЕНЕНИИ ОБОБЩЕННОГО МЕТОДА ОПРЕДЕЛЕНИЯ РЕАКЦИЙ СВЯЗЕЙ В СОЕДИНЕНИЯХ ЭЛЕМЕНТОВ МЕХАНИЧЕСКИХ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

Мозалевская А.К.

*Иркутский государственный университет путей сообщения, Россия, Иркутск
bolshakov_rs@mail.ru*

Предлагается метод определения динамических реакций связей в виброзащитных системах, состоящих из объекта защиты и виброзащитных устройств (ВЗУ). В простейшем форме ВЗУ представлены в виде упругих элементов, к которым могут присоединяться диссипативные звенья, устройства для преобразования движения и рычажные механизмы. Сущность метода заключается в том, что при использовании структурных моделей, в виде структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления возможно выделение объекта защиты в виде интегрирующего звена второго порядка. В этом случае динамическая реакция связей интерпретируется как обратная отрицательная связь.

Ключевые слова: *реакции связей, механические колебательные системы, структурные модели, преобразование структурных схем.*

STRUCTURAL MATHEMATICAL MODELING IN TASKS OF IDENTIFICATION OF DYNAMICAL RESPONSES IN CONNECTIONS OF ELEMENTS SYSTEMS

Mozalevskaya A.K.

Irkutsk State Transport University, Russia, Irkutsk

bolshakov_rs@mail.ru

Method of definition of responses of ties in vibroprotection systems which compose of protection object and vibroprotection devices (VPD) is offered. In simplest form VPD is presented in view elastic elements which can be joined dissipative links, devices for motion transformation and lever mechanisms. The essence of the method lay in that at using of structural models in the form of structural schemes which equivalent in a dynamic relation of automatic control system, it becomes possible to separate the protection object in the form of a integration links of second order. In this case dynamical response of ties interpreted as negative feedback.

Key words: responses of ties, mechanical oscillation systems, structural models, transformation of structural schemes.

Введение

Работа технологических и транспортных машин связана с возникновением вибрационных воздействий различной интенсивности, что провоцирует интерес к проблемам обеспечения надежности эксплуатации основных узлов и агрегатов [1, 2]. Решение данного вида задач связано с оценкой особенностей динамических взаимодействий, возникающих между элементами механических колебательных систем, чаще всего использующихся в качестве расчётных схем большинства технических объектов [3]. Одним из видов таких взаимодействий являются динамические реакции связей, вопросам определения которых посвящён ряд работ [4, 5].

В предлагаемом докладе развивается обобщенный метод построения определения статических и динамических реакций на основе правил структурного математического моделирования, основанных на положениях теории цепей и теории автоматического управления.

I. Постановка задачи исследования. Реакции, возникающие в точках контакта элементов механических колебательных систем имеют статическую и динамическую составляющие. Статические реакции возникают при постоянных силах. Метод определения статических реакций основан на использовании структурных математических моделей (или структурных схем), эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления [4].

На рис. 1, а, б в качестве примера приведены расчётные схемы для определения реакций, возникающих от действия сил веса (P_1 и P_2).

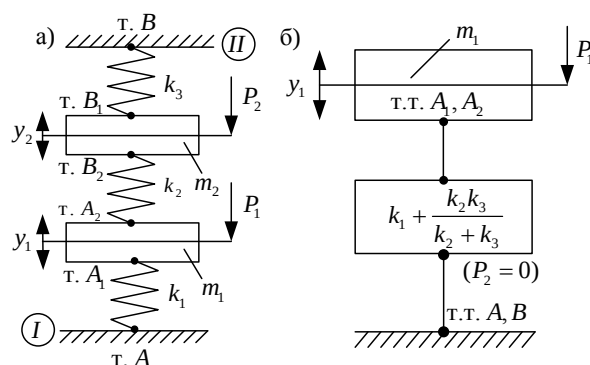


Рис. 1. Принципиальная схема метода для определения статических реакций от действия сил веса: а) исходная расчётная схема; б) преобразованная расчётная схема ($P_2 \rightarrow 0$)

При наличии контакта с опорной поверхностью I (т. A) статическая реакция от действия силы $\bar{P}_1$ определится выражением

$$\bar{R}'_A = k_1 \bar{y}_1. \quad (1)$$

В физическом смысле это соответствует величине жесткости пружины между элементом системы и опорной поверхностью I (рис. 1, б при $\bar{P}_2 = 0$). Что касается силы $\bar{P}_2$, то она, в свою очередь, формирует ($\bar{P}_1 = 0$) реакцию связи

$$\bar{R}''_A = k_1 y_1 = k_1 W_1(p) \bar{P}_2. \quad (2)$$

При $P = 0$

$$\bar{R}''_A = k_1 \times \frac{k_2}{k_2 + k_3} \times \frac{k_2 + k_3}{A_0} = \frac{k_1 k_2}{A_0} \bar{P}_2, \quad (3)$$

где A_0 – характеристическое частотное уравнение системы. На основе принципа суперпозиции получим:

$$\bar{R}_A = \frac{k_1(k_2 + k_3)\bar{P}_1}{A_0} + \frac{\bar{P}_2 k_1 k_2}{A_0}. \quad (4)$$

II. Особенности определения динамических реакций. Технология определения динамических реакций при действии периодических сил (вибрации основания) представлена на рис. 2, а, б. Основная идея метода представляет собой реализацию системы структурных преобразований.

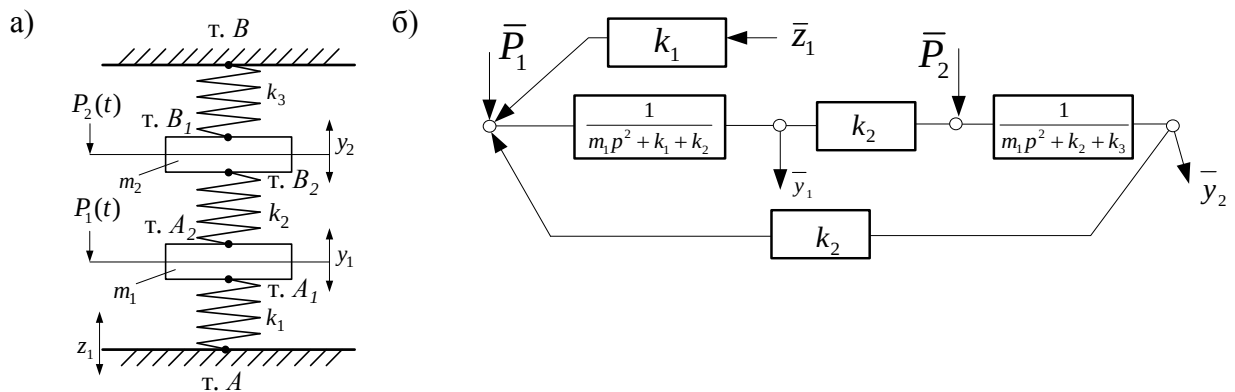


Рис. 2. Расчетная (а) и структурная (б) схемы виброзащитной системы

Точки A, A_1, A_2, B, B_1, B_2 на рис. 4а выделены особо для последующего определения в них динамических реакций; передаточные функции системы при входном воздействии $\bar{P}_2$ ($\bar{z}_1 = 0, \bar{P}_1 = 0$) и выходных сигналах в виде координат $\bar{y}_1$ и $\bar{y}_2$:

$$W_1(p) = \frac{\bar{y}_1}{\bar{P}_2} = \frac{k_2}{A_0}, \quad (5)$$

$$W_2(p) = \frac{\bar{y}_2}{\bar{P}_2} = \frac{m_1 p^2 + k_1 + k_2}{A_0}, \quad (6)$$

где $P_2 = P_0 \cdot \sin \omega t$, A_0 – характеристическое частотное уравнение системы.

Структурная схема системы (рис. 2, б) может быть преобразована и разрешена относительно базового звена, соответствующего объекту защиты (m_2), имеющему, в свою очередь, передаточную функцию интегрирующего звена второго рода

$$W_{m2}(p) = \frac{1}{m_2 p^2}. \quad (7)$$

При преобразовании начальной структурной схемы можно выделить прямую и обратную цепи; в прямой цепи выделяется объект защиты с передаточной функцией (7); передаточная функция цепи обратной связи может изменять знак (+) на знак (-) при соответствующем выборе структуры обратной связи.

III. Некоторые приложения. Рассматривается методика структурных преобразований, позволяющих реализовать метод построения математических моделей механических колебательных систем с учетом сил демпфирования (вязкое трение) и взаимодействий при учете свойств устройств для преобразования движения. Учет влияния дополнительных связей при работе с передаточными функциями достаточно прост и связан с добавлением в соответствующие выражения параметров вязкого трения и массоинерционных свойств преобразования движения. Если объект защиты имеет одну степень свободы, то структурная схема виброзащитной системы, в целом имеющая две степени свободы, упрощается до системы с одной степенью свободы. При этом формируемая цепь обратной связи рассматривается как квазипружина.

На рис. 3, а, б показана расчетная схема системы с двумя степенями свободы. В случае преобразования схемы на рис. 5, а, в схему на рис. 5, б, параметры квазипружины (в том числе характеризующие ее динамическую жесткость) имеют вид:

$$\bar{k}_{np} = \frac{(m_1 p^2 + k_1)k_2}{m_1 p^2 + k_1 + k_2}. \quad (8)$$

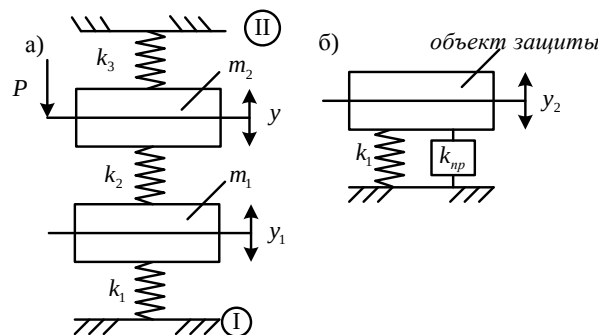


Рис. 3. Расчетные схемы - базовая (а) и упрощенная (б) с введением квазипружины

При $p \rightarrow 0$ квазипружина превращается в блок, состоящий из двух последовательно соединенных пружин k_1 и k_2 . Аналогичным образом могут «упрощаться» и более сложные системы. Так, при введении в структурную схему на рис. 3, а в каждый из каскадов соответственно b_1 , b_2 и b_3 (где b_1 , b_2 , b_3 – коэффициенты вязкого трения), после преобразований получим компакт с приведенной жесткостью, который ведет себя как обычный типовой элемент из расширенного набора звеньев виброзащитных систем. В свою очередь, выражение (5) может быть записано в виде

$$\bar{k}_{np} = \frac{(m_1 p^2 + b_1 p + k_1)(b_2 p + k_2)}{(m_1 p^2 + b_1 p + k_1) + (b_2 p + k_2)}. \quad (9)$$

Заключение. Таким образом, определение статических и динамических реакций в механических колебательных системах может быть реализовано на основе использования аналитического аппарата теории цепей и теории автоматического управления. Метод оценки статических реакций связан с определением положения статического равновесия механической колебательной системы, формируемого действием сил веса и дополнительных постоянных сил. Разработан метод построения математических моделей на основе которого

показано, что в статическом состоянии приведенная жесткость механической системы определяется на основе использования соответствующей передаточной функции системы с последующим «обнулением» параметров массо-инерционных элементов. Понятие приведенной жесткости системы может применяться как для определения статических, так и для определения динамических реакций при действии гармонических внешних сил. Показаны возможности упрощения расчётных схем механических колебательных систем с целью получения динамических жесткостей обобщенных упругих элементов.

Библиография

1. Лонцих П.А., Елисеев С.В. Динамическое качество машин и оборудования как инструмент обеспечения надежности производства и конкурентоспособности процессов. Иркутск: ИрГТУ, 2014. – 322 с.
2. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин. – Новосибирск.: Наука, 2016. – 459 с.
3. Елисеев С.В., Московских А.О., Большаков Р.С., Савченко А.А. Возможности интеграции методов теории цепей и теории автоматического управления в задачах динамики машин // technomag.edu.ru: Наука и образование: электронное научно-техническое издание. №6. 2012. URL. [http:// technomag.edu.ru/doc/378699. html](http://technomag.edu.ru/doc/378699.html) (дата обращения: 10.06.2017).
4. Большаков Р.С., Мозалевская А.К., Ковригина И.В. Применение структурных подходов в задачах определения реакций связей в системах вибрационной защиты // Материалы Всероссийской научно-практической конференции: 115 лет железнодорожному образованию в Забайкалье: Образование – Наука – Производство. – 2017. – С. 13-18.
5. Кашиба В.Б., Большаков Р.С., Мозалевская А.К., Нгуен Д.Х. Определение реакций связей между элементами виброзащитных систем на основе метода структурных преобразований // Механика XXI века. – 2016. – № 15. – С. 295-300.

УДК 621.01

ИССЛЕДОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ВЕДУЩЕГО ЗВЕНА МЕХАНИЗМА ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА НА ОСНОВЕ ЕЁ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МОДЕЛЕЙ

Наурызбаев Р.К.* , Сансызбаев К.К.* , Кошанова Ш.К.**

**Казахский Национальный Аграрный Университет, Казахстан, г. Алматы,
kazybek_skk@mail.ru*

***Академия Гражданской Авиации РК, Казахстан, г. Алматы, Koshanova@rambler.ru*

Найдено точное аналитическое решение нелинейного дифференциального уравнения. На основе формулы современной теории механизмов определена математическая модель конструкций самоустанавливающегося механизма физического маятника. Установлены параметры и основные режимы эксплуатации рационального проектирования, и закономерного конструирования механизмов типа маятник.

Ключевые слова: *Самоустанавливающиеся механизмы конструкции маятник, механизм физического маятника, полный эллиптический интеграл первого рода, режим качания, равномерного вращения, неравномерного вращения, инерционное возмущение.*

INVESTIGATION OF VIBRATIONS LEADING MECHANISM OF PHYSICAL PENDULUM ON THE BASED OF MATHEMATICAL MODELS

Nauryzbaev R.K.* , Sansyzbayev K.K.* , Koshanova Sh.K.**

*Kazakh National Agrarian University, Kazakhstan, Almaty, kazybek_skk@mail.ru

**Civil Aviation Academy, Kazakhstan, Almaty, Koshanova@rambler.ru

Exactly analytical solution of the nonlinear differential equation is found. On the basis in accordance with the formula of the modern theory of mechanisms determined construction mathematical model a self-aligning mechanism of a physical pendulum. The established parameters, basic modes of operation rational design and regular construction of mechanisms such as a pendulum.

Key words: Constructions of self-stabilizing mechanisms of pendulum, physical pendulum mechanisms, full elliptic integral of the first kind, swing mode, uniform rotation, non-uniform rotation, inertial perturbation.

Введение

В перспективном использовании в конструкциях приводов рабочих органов сельскохозяйственных, а также других отраслей производства самоустанавливающихся шарнирно-рычажных механизмов физического маятника имеют большое практическое значение в деле повышения технического уровня и эксплуатационных качеств различных отраслей современного машиностроения. Они имеют достаточно большую нагрузочную способность, долговечность, высокий КПД и меньшие требования к точности изготовления [1, 2, 3, 4, 5].

Цель исследования: Разработать структурную, геометрическую, кинематическую общую модель самоустанавливающегося плоского, шестизвенного шарнирно-рычажного механизма физического маятника. Определить ее динамическую модель. Исследовать колебания ведущего звена механизма на основе ее математических моделей.

Основная часть:

Самоустанавливающиеся механизмы конструкции маятник – это статически определимые механизмы, т.е. механизмы без избыточных связей. В общем случае число степеней свободы самоустанавливающейся кинематической цепи механизма определяется по формуле [1,2,3,4,5]:

$$W = m \cdot (n + n_1 + n_2 - 1) - \sum_{k=1}^{m-1} (m - k) \cdot P_k. \quad (1)$$

Для конструкций цепей третьего семейства по систематизации академика И.И. Артоболевского в формуле (1) необходимо принять $m=3$.

Исследуемый механизм простейшей конструкции (рис.1), двухзвенный, самоустанавливающийся, лишен избыточных связей, не имеет лишних степеней свободы:

$$W = 3 \cdot n_1 - 2p_1 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 = 1 \quad (2)$$

Основа структуры механизма - однозвенная незамкнутая, простая кинематическая цепь с $W=1$, она (n_1) присоединяется к стойке 2 не изменяя числа степеней свободы.

В научно – теоретических курсах теории механизмов и механики машин известен как механизм физического маятника, маятник Фруда, механизм качели, механизм I^{го} класса и др.

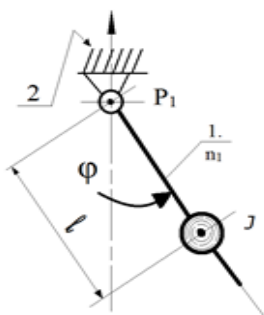


Рис.1. Плоский рычажный механизм физического маятника

Уравнение движения механизма физического маятника имеет вид записи:

$$J \cdot \ddot{\varphi} + m \cdot g \cdot l \cdot \sin\varphi = 0, \quad (3)$$

где J – момент инерции механизма физического маятника относительно оси вращения (шарнира – P_1), [кг·м²]; $\ddot{\varphi}$ – ускорение звена (n_1) относительно оси шарнира (P_1), [1/сек.²].

Тогда момент, создаваемый силами инерции, равен:

$$M_{\text{и}} = J \cdot \ddot{\varphi}, \quad [\text{н} \cdot \text{м}] \quad (4)$$

где m – масса вращающегося звена (n_1) механизма физического маятника, [кг];

g – ускорение свободного падения ($g = 9,81 \text{ м/сек.}^2$).

Тогда сила тяжести звена (n_1) механизма физического маятника равна формуле следующего вида:

$$P = m \cdot g, \quad [\text{н}] \quad (5)$$

где l – расстояние от центра тяжести до оси вращения звена (n_1), [м];

φ – обобщенная координата ведущего звена механизма физического маятника. [рад.].

Пологая

$$\omega^2 = \frac{m \cdot g \cdot l}{J}, \quad [1/\text{сек}^2] \quad (6)$$

Получим уравнение вида:

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 \cdot \sin\varphi = 0 \quad (7)$$

Дифференциальное уравнение (7) имеет точное аналитическое решение [1,2,3].

Период колебания звена (n_1), соответствующий изменению угла φ на 2π , равен записи вида:

$$\dot{\varphi}_0 \cdot t = 4 \cdot \omega \cdot K(q) \quad (8)$$

где $K(q) = F[\frac{\pi}{2}, q]$ – называется полным эллиптическим интегралом первого рода, а величина q – его модулем ($0 < q < 1$). Численное значение полного эллиптического интеграла первого рода по заданному модулю определяется по таблицам эллиптических интегралов.

При значениях модуля полного эллиптического интеграла первого рода $q^2 = 1$ механизм физического маятника *еще не переходит во вращательное движение*.

При значениях модуля полного эллиптического интеграла первого рода $q^2 = 0$ звено (n_1) механизма физического маятника (рис.1) *вращается равномерно*.

Запишем (8) с учётом формулы (6) и тогда получим выражение следующего вида:

$$\dot{\varphi}_0 \cdot t = 4 \cdot \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot l}{J}} \cdot F\left[\frac{\pi}{2}, q\right] \quad (9)$$

Третий режим работы механизма физического маятника показывает неравномерное вращение ведущего звена (n_1). В данной постановке задачи возмущение в системе чисто *инерционное*.

Значение критической угловой скорости механизма физического маятника определяется формулой вида:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot l}{J}}, \quad [1/\text{сек}] \quad (10)$$

Если начальное значение угловой скорости (ω_0) звена (n_1) механизма физического маятника (Рис.1) меньше ω_k ,

$$\dot{\varphi}_0 < \omega_k \quad (11)$$

Тогда звено (n_1) совершает периодические колебания. Механизм физического маятника работает в колебательном режиме – *в режиме качания*. Если же начальное значение угловой скорости (ω_0) звена (n_1) механизма физического маятника больше чем (ω_k), т.е.

$$\dot{\varphi}_0 > \omega_k \quad (12)$$

тогда свободное движение звена (n_1) механизма физического маятника носит *ротационный характер*, с периодом изменения угловой скорости по формуле следующего вида:

$$T = \frac{4 \cdot K(q)}{\dot{\varphi}_0}, \quad [\text{сек}] \quad (13)$$

Степень равномерности вращения ведущего звена (n_1) механизма физического маятника зависит от модуля (q) полного эллиптического интеграла первого рода $F[\frac{\pi}{2}, q]$, тем выше, чем больше значение модуля.

Если начальное значение угловой скорости ($\dot{\varphi}_0$) звена (n_1) механизма вида: $\dot{\varphi}_0 \gg 2\omega_k$,

то при малых значениях модуля (q) полного эллиптического интеграла первого рода $F[\frac{\pi}{2}, q]$ имеем:

$$K = \frac{\pi}{2} (1 + \frac{1}{4}q^2 + \dots) = \frac{\pi}{2} (1 + \frac{\omega^2}{\dot{\varphi}_0^2} + \dots), \quad (14)$$

а формула периода изменения угловой скорости ведущего звена (n_1) механизма физического маятника будет иметь следующий вид:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\dot{\varphi}_0} \left(1 + \frac{\omega^2}{\dot{\varphi}_0^2}\right), [\text{сек}] \quad (15)$$

С учетом зависимости (6) имеем:

$$T_1 = \frac{2\pi}{\dot{\varphi}_0} \left(1 + \frac{m \cdot g \cdot l}{J \cdot \dot{\varphi}_0^2}\right), [\text{сек}] \quad (16)$$

Таким образом, положение или состояние колеблющегося звена (n_1) механизма физического маятника (Рис.1) определяется обобщенной координатой – (φ).

Величина, обратная периоду колебания (T), называется частотой колебания (f) и равняется числу колебаний в секунду:

$$f = \frac{1}{T}, [1/\text{сек}] = 1\text{Гц}. \quad (17)$$

Под круговой частотой понимается число колебаний за 2π секунд:

$$\omega_c = 2\pi \cdot f = \frac{2\pi}{T}, [1/\text{сек}] = [\text{рад/сек}] \quad (18)$$

С учетом (18), формулы (16) запишем круговую частоту колебания ведущего звена (n_1) механизма физического маятника в форме записи:

$$\omega_c = \dot{\varphi}_0^2 \cdot \left(1 + \frac{\dot{\varphi}_0^2 \cdot J}{m \cdot g \cdot l}\right), [\text{рад/сек}] \quad (19)$$

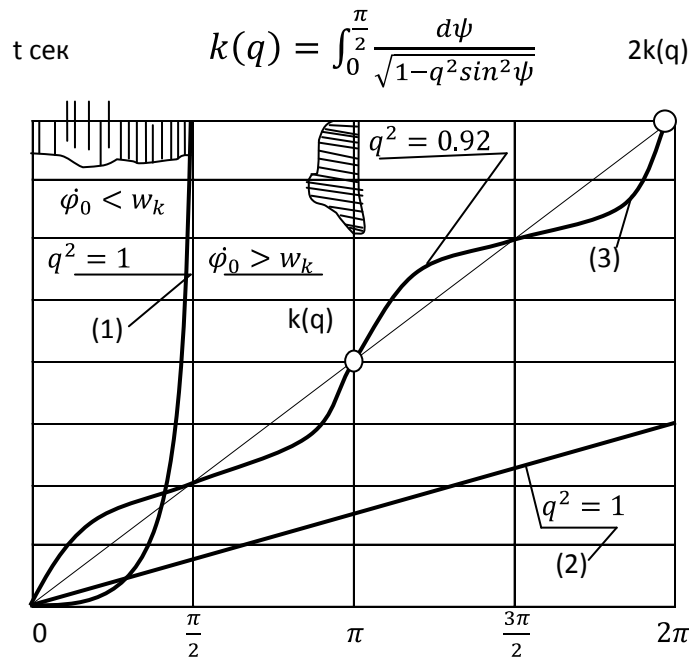


Рис. 2. Колебания ведущего звена механизма физического маятника при трех значениях модуля q .

По формуле (19) рассчитывается круговая частота собственных (свободных) колебаний механизма физического маятника в режиме неравномерного вращения ведущего звена (n_1). Время, в течении которого совершается одно полное колебание, называется периодом (T), параметры: ω_c и T – не зависят от начальных условий и являются неизменными характеристиками колеблющейся системы. Уравнение (7) нелинейное, если ограничиться малыми углами отклонения ведущего звена (n_1) механизма физического маятника $\varphi \ll 1$, то можно её упростить. При этом уравнение (7) становится линейным:

$$\ddot{\varphi} + \omega^2 \cdot \varphi = 0 \quad (20)$$

Собственными колебаниями являются движения, совершаемые колебательной системой, которая после кратковременного внешнего возмущения представлена самой себе. При этом происходят периодические переходы одного вида энергии в другой т.е. потенциальная энергия (определяемая положением системы) и наоборот.

Если сумма этих энергий в процессе колебаний сохраняется, то колебания будут недемпфированными (незатухающими) и система в этом случае называется *консервативной*.

Если энергия системы уменьшается (*например*, из-за наличия трения), то происходят демпфированные (затухающие) колебания и система называется *неконсервативной*.

Круговая частота собственных колебаний ведущего звена (n_1) механизма физического маятника в режиме качания равна:

$$\omega_c = \omega = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot l}{J}}, \text{ [рад/сек]} \quad (21)$$

Период собственных колебаний ведущего звена (n_1) механизма физического маятника в режиме качания:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_c} = 2\pi \cdot \sqrt{\frac{J}{m \cdot g \cdot l}}, \text{ [сек]} \quad (22)$$

При значениях параметров: $\pi = 3,14$; $g = 9.81 \text{ м/сек}^2$ можно считать

$$J = \frac{m \cdot l^2}{3}, \text{ [кг} \cdot \text{м}^2]$$

Умножим линейное дифференциальное уравнение (20) на ($\dot{x}$) и проинтегрируем:

$$\ddot{x} \cdot \dot{x} + \omega^2 x \cdot \dot{x} = \frac{d}{dt} \left(\frac{\dot{x}^2}{2} \right) + \omega^2 \frac{d}{dt} \left(\frac{x^2}{2} \right) = 0, \quad (23)$$

или

$$\dot{x}^2 + \omega^2 \cdot x^2 = \text{const.} \quad (24)$$

$$\dot{x}^2 + \omega^2 \cdot x^2 = \text{const.}$$

$$K(q) = \int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d\psi}{\sqrt{1 - q^2 \sin^2 \psi}},$$

$K(q) = F\left(\frac{\pi}{2}, q\right)$ - полный эллиптический интеграл первого рода

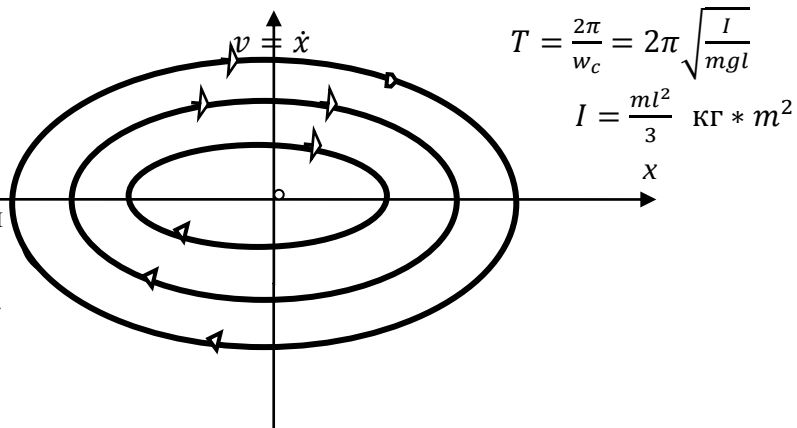


Рис.3. Фазовый портрет колебания с точкой типа центр ведущего звена механизма физического маятника.

Полученное уравнение (24) представляет собой уравнение фазовой траектории, т.е. устанавливает зависимость между x и $\dot{x}$.

Заключение

На основе формулы (1) доктора технических наук, профессора науки Машиноведения Наурызбаева Рахимжана Кажекевича (НРК) разработана структурная, геометрическая,

кинематическая общая модель самоустанавливающегося плоского, шестизвального шарнирно-рычажного механизма физического маятника и разработана ее динамическая модель (рис.1), получено *нелинейное дифференциальное уравнение* (3) движения. Установлены параметры и основные режимы эксплуатации рационального проектирования и закономерного конструирования (рис.2). Получен фазовый портрет колебания с точкой типа центр ведущего звена механизма физического маятника (рис.3).

Библиография

1. *Наурызбаев Р.К. и др.* Теория самоустанавливающихся кинематических цепей пространственных исполнительных механизмов: Монография. Алматы: «Тауар», 2000. – 494 с.
2. *Наурызбаев Р.К. и др.* Современная прикладная механика. Алматы: Серия: «Машиностроение», 2004. – 464 с.
3. *Наурызбаев Р.К.* Анализ, синтез и разработка самоустанавливающихся шарнирно-стержневых механизмов с гибкими связями: Дисс. докт.техн.наук, Алматы, 1993. – 484с.
4. *Наурызбаев Р.К. и др.* Аналитические решения математических проблем движения рычажного механизма // Вестник Академии Гражданской Авиации. – 2017. – №4 (07). – С. 53-59.
5. *Nauryzbaev R., Sadykov Zh., Sansyzbayev K, Toilybaev M, Koshanova Sh.* Колебания в самоустанавливающихся механизмах конструкции маятник // Published by Scientific-Technical Union Of Mechanical Engineering – “Industry 4.0”. Sofia, Bulgaria, 2017. – Pp. 122-125.

УДК 621.01.

САМОУСТАНОВЛИВАЮЩИЕСЯ ПРОСТРАНСТВЕННЫЕ ТРЕХЗВЕННЫЕ КУЛАЧКОВЫЕ МЕХАНИЗМЫ НЕАССУРОВОЙ СТРУКТУРЫ

Наурызбаев Р.К., Жанашев И.Ж.

Казахский национальный аграрный университет, г. Алматы, Республика Казахстан, izhanashev@mail.ru

Кулачковый механизм, основа кинематической цепи которой есть классическая группа Ассур-Артоболевского, называется механизмом Ассур или ассуровой структуры. Кулачковый механизм, основа кинематической цепи которой есть новая неассуровая группа, называется механизмом неассуровой структуры. Неассуровая структурная группа – основа теории синтеза неассуровых самоустанавливающихся кулачковых механизмов.

Ключевые слова: неассуровые, самоустанавливающиеся, единая, ключевая.

SELF-STABILIZING SPATIAL TRI-CYCLE CAM MECHANISMS OF THE NON-ASSUCK STRUCTURE

Nauryzbaev RK, Zhanashev I.Zh.

Kazakh National Agrarian University, Almaty, Republic of Kazakhstan, izhanashev@mail.ru

The cam mechanism, the basis of the kinematic chain of which is the classical Assur-Artobolevsky group, is called the Assur or Asuric structure. The cam mechanism, the basis of the kinematic chain of which is a new nonassuric group, is called the mechanism of the non -assortal structure. The non-assuric structural group is the basis of the theory of synthesis of non-assuring self-aligning cam mechanisms.

Key words: non-assur, self-installing, single, key.

Научная проблема: «Построение стройной теории структурного синтеза, определение четких границ ассуровых и неассуровых конструкций, создание принципиально новых, статически определимых – самоустанавливающихся пространственных кулачковых механизмов, проектирование и внедрение перспективных – инновационных технических решений исполнительных механизмов с рациональными параметрами в составе приводов различных рабочих органов сельскохозяйственных машин, а также машин других отраслей производства», [1,2].

Актуальность. Структурный анализ и синтез – это исходные, начальные и самые ответственные этапы при создании принципиально новых, статически определимых – самоустанавливающихся пространственных кулачковых механизмов без вредных избыточных связей и лишних подвижностей. Проблемные задачи развития методов структурного синтеза самоустанавливающихся пространственных кулачковых механизмов важны в теории механизмов не только научный точки зрения, но и имеют большое практическое значение в деле повышения технического уровня и эксплуатационных качеств различных отраслей машиностроения. Внедрение самоустанавливающихся пространственных кулачковых механизмов в практику машиностроения весьма эффективно. Последнее позволит значительно повысить эксплуатационную надежность на базе предлагаемых исполнительных механизмов. В настоящее время в конструкциях машин, в частности сельскохозяйственных, появилась острая необходимость использования принципиально новых, статически определимых – самоустанавливающихся исполнительных механизмов [1,2,6]. Этим требованиям в наибольшей степени отвечают самоустанавливающиеся пространственные кулачковые механизмы. Они имеют достаточно большую нагрузочную способность, долговечность, высокий КПД, меньшие требования к точности изготовления. Пути дальнейшего развития фундаментальных основ рационального проектирования пространственных кулачковых механизмов и создание инновационно нового класса машин общего функционального назначения на базе самоустанавливающихся пространственных кулачковых механизмов ассуровой и неассуровой конструкций являются актуальными.

Объекты исследования – принципиально новые самоустанавливающиеся пространственные кулачковые механизмы нулевого семейства, по классической классификации механизмов по семействам, И.И. Артоболевского академика АН СССР. Самоустанавливающиеся – статически определимые пространственные кулачковые механизмы с жесткими звеньями и твердыми кинематическими парами и общего функционального назначения технологичны в изготовлении.

Теоретическая разработка рационального проектирования самоустанавливающихся пространственных трехзвенных кулачковых механизмов базируется на дальнейшем развитии классических походов теории механизмов – фундаментальных основ структурной теории механизмов и машин. Развитие предлагаемых универсальных инженерных методов рационального проектирования самоустанавливающихся пространственных трехзвенных кулачковых механизмов весьма важны не только с научной точки зрения, но и имеют большое практическое значение – открывают новое научное направление исследовательской работы, дают широкие перспективы для конструкторской и научной разработки их единой теории структуры, кинематики и динамики.

Новый структурный признак – структурная группа и будет служить основанием развития теории кинематических цепей самоустанавливающихся пространственных трехзвенных кулачковых механизмов неассуровой структуры конструкции. В деле создания стройной теории синтеза цепей самоустанавливающихся пространственных неассуровых групп НРК будет служить в качестве математического аппарата – единая ключевая структурная формула современной теории механизмов и машин профессора Наурызбаева Р.К..

Эта формула имеет следующий вид записи:

$$\begin{cases} W = m(n + n_1 + n_2 - 1) - \sum_{k=1}^{m-1} (m-k)p_k, \\ m = 6, 5, 4, 3, 2. \end{cases} \quad (1)$$

«Неассуровая структурная группа – такая однозвенная кинематическая цепь, которая после присоединения крайними свободными элементами пар к стойке будет обладать нулевой степенью подвижности, т.е. превратится в жесткую самоустанавливающуюся (статически определимую) пространственную неподвижную механическую систему». /Д.н.т., профессор Наурызбаев Р.К., 2001 г./.

Элементарная группа – неассуровая группа однозвенная с числом подвижных звеньев $n = 1$. Её степень свободы равна нулю.

Класс группы – неассуровой структурной группы определяется по числу кинематических пар, которыми группа присоединяется к стойке.

Порядок группы – неассуровой структурной группы определяется по числу кинематических пар, которыми группа присоединяется к стойке. Например, пространственная группа – неассуровая группа из одного звена относится к нулевому семейству по общей классификации кинематических цепей нулевой подвижности, по рангу признанных структурной группой, по семействам академика АН СССР, доктора технических наук, профессора машиноведения И.И.Артоболевского, ($m = 6$). Новое понятие структурная группа – неассуровая группа в составе кинематической цепи самоустанавливающегося пространственного трехзвенного кулачкового механизма II^{го} класса нулевого семейства это весьма важный структурный признак с позиции современной теории механизмов и машин. Таким образом, пространственная группа – неассуровая структурная группа, в составе цепи кулачкового механизма, это однозвенная кинематическая цепь, которая после присоединения крайними свободными элементами пар к стойке будет обладать нулевой степенью подвижности, т.е. превратится в жесткую статически определимую пространственную механическую систему. В многочисленных конструктивных разновидностях однозвенной кинематической цепи могут присутствовать практически все виды кинематических пар по классификации доктора технических наук, профессора Малышева А.П.

Таблица 1. Фундаментальная классификация кинематических пар А.П. Малышева 1923 года.

№ класса кинематической пары.	I	II	III	IV	V
S – число наложенных связей кинематической пары.	1.	2.	3.	4.	5.
$W_{кин.л.}$ – число степеней свободы кинематической пары.	5	4	3	2	1

Фундаментальная классификация кинематических пар в форме таблицы 1 впервые разработана А.П. Малышевым в 1923 году. В таблице – условие структурного синтеза группы индексы кинематических пар соответствуют степеням свободы данной конструкции пары. В соответствии с таблицей число наложенных связей – (S) соответствует – (№) класса каждой кинематической пары. Кинематические пары бывают – I, II, III, IV, V^{-го} классов.

Кулачковый механизм, основа цепи которой есть однозвенная группа – неассуровая структурная группа, называется самоустанавливающимся (статически определимым) пространственным трехзвенным кулачковым механизмом неассуровой структуры конструкции.

Самоустанавливающийся т.е. статически определимый. 1-ведущее звено (кулачок), моделируется параметром – (n_1) . 2-ведомое звено (коромысло) моделируется параметром – (n) . 3-стойка (станина).

Новый принцип образования (закономерного формирования) самоустанавливающихся (статически определимых), пространственных трёхзвенных кулачковых механизмов неассуровой структуры состоит в присоединении к ведущему звену – механизму $\Gamma^{\text{го}}$ класса и стойке – неассуровых структурных групп. Формулу строения механизма неассуровой группы запишем записью вида:

$$I (1,3) \longrightarrow II (2). \quad (2)$$

Из формулы (2) строения пространственного трёхзвенного кулачкового механизма очевидно следующее:

– $I (1,3)$ есть формула строения конструкции механизма $\Gamma^{\text{го}}$ класса кулачок 1 с парой P_1 со стойкой 3. $II (2)$ – есть пространственная группа – неассуровая однозвенная самоустанавливающаяся (статически определимая) группа II^{20} класса, $0^{\text{го}}$ семейства, $2^{\text{го}}$ порядка – звено 2 модели – (n) с парами P_1 и P_5 .

Заметим, что в развитии классическая структурная формула П.О. Сомова – А.П. Малышева имеет следующий вид записи [1,2-6]:

$$\begin{cases} W = 6(n + n_1 + n_2 - 1) - 5P_1 - 4P_2 - 3P_3 - 2P_4 - P_5, \\ m = 6. \end{cases} \quad (3)$$

П.О. Сомова (1887г.) – А.П. Малышева (1923г.) – Р.К. Наурызбаева (1991г.).

Осветим некоторые принципиальные отличия классической-элементарной группы Ассур и группы – неассуровой новой – однозвенной структурной группы.

Отличия группы Ассур от неассуровой группы:

1. Элементарная группа Ассур двухзвенная с числом подвижных звеньев $(n+n_1) = 2$. 2. Группа Ассур не может быть расчленена на более простые самостоятельные кинематические цепи нулевой подвижности. 3. Классически принцип образования самоустанавливающихся четырёхзвенных кулачковых механизмов стоит в присоединении к ведущему звену и стойке ассуровых групп из двух подвижных звеньев. 4. Элементарные механизмы Ассур – четырёхзвенные кулачковые механизмы, самоустанавливающиеся плоские и пространственные.	1. Элементарная неассуровая группа однозвенная с числом подвижных звеньев $n = 1$. 2. При присоединении к ведущему звену и стойке неассуровой группы формируются трёхзвенные кулачковые механизмы не укладывающиеся в рамки классической структурной теории Ассур. 3. Новый принцип формирования на основе неассуровых групп позволяет синтезировать неассуровые механизмы с разными конструктивными и функциональными возможностями, в частности трёхзвенные кулачковые механизмы с самоустанавливающимися свойствами структуры.
Классический структурный признак в кинематической цепи самоустанавливающихся кулачковых механизмов.	Новый структурный признак в кинематической цепи самоустанавливающихся кулачковых механизмов.

Библиография

1. *Наурызбаев Р. К.* Анализ, синтез и разработка самоустанавливающихся шарнирно – стержневых механизмов с гибкими связями: Дисс. доктора технических наук (спец. 05. 02. 18 – Теория механизмов и машин). – Алматы, 1993. – 484 с.
2. *Наурызбаев Р. К. и др.* Теория самоустанавливающихся кинематических цепей пространственных исполнительных механизмов: Монография. Алматы: «Тауар» ИА наук Р. К., 2000. – 494 с.
3. *Наурызбаев Р.К.* Концепция ученого на решение проблемы создания общей структурной теории самоустанавливающихся пространственных механизмов. Алма-Ата, КазСХИ. – 1991. – С. 1-17.
4. *Наурызбаев Р.К., Жанашиев И.Ж.* Актуальные задачи синтеза самоустанавливающихся пространственных кулачковых механизмов // Материалы V Международной научной конференции: «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ, 2012. – С. 100-103.
5. *Наурызбаев Р.К., Жанашиев И.Ж.* Новые самоустанавливающиеся пространственные ассуровые и неассуровые кулачковые механизмы. Границы теории их синтеза: Монография. Алматы: Изд-во Дулат, 2014. – 280 с.
6. *Наурызбаев Р.К., Жанашиев И.Ж.* Инновационные технические решения и технологии в теории механизмов и их приложения в развитии пространственных кулачковых механизмов // Материалы V Международной научно-практической конференции «Инновационные технологии в науке и образовании (ИТНО-2014)». Ростов на Дону: Изд-во ДГТУ, 2014. – С. 320-325.

УДК 62.752, 621.534.833;888.6, 629.4.015;02

МЕТОДЫ ПОСТРОЕНИЯ, ОСОБЕННОСТИ ДИНАМИЧЕСКИХ СВОЙСТВ И СПОСОБЫ ИЗМЕНЕНИЯ ЗНАЧЕНИЙ И СТРУКТУР РАСПРЕДЕЛЕНИЯ АМПЛИТУД КОЛЕБАНИЙ ТОЧЕК РАБОЧИХ ОРГАНОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Нгуен Дык Хуинь*, Выонг Куанг Чык**

Иркутский государственный университет путей сообщения, Россия, Иркутск

**huynhnd1987@gmail.com, **trucvq1990@gmail.com*

Предлагается метод построения структурных математических моделей для технических объектов при вибрационных воздействиях. Расчетными схемами объектов являются механические колебательные системы. При построении структурных моделей используются преобразования Лапласа. С последующим применением аналитического аппарата теории автоматического управления. Разработана технология структурных преобразований исходных структур, которая обеспечивает оценку динамических свойств систем в задачах вибрационной защиты и возможности проявлений различных динамических эффектов. Предлагаются оригинальные методы определения частот собственных колебаний и связности совместных движений по выбранным координатам.

Ключевые слова: *механическая колебательная система, динамическая жесткость, передаточная функция, структурная математическая модель, реакция связи, дополнительные связи.*

METHODS OF CONSTRUCTION, PECULIARITIES OF DYNAMIC PROPERTIES AND METHODS OF CHANGE OF VALUES AND STRUCTURES OF DISTRIBUTION OF AMPLITUDE OF OSCILLATIONS OF POINTS OF WORKING BODIES OF TECHNOLOGICAL MACHINES

Nguyen Duc Huynh*, Vuong Quang Truc**
Irkutsk State Transport University, Russia, Irkutsk
*huynhnd1987@gmail.com, **trucvq1990@gmail.com

A method is proposed for constructing structural mathematical models for technical objects under vibration effects. The design schemes of the objects are mechanical oscillatory systems. When constructing structural models, Laplace transforms are used. With the subsequent application of the analytical apparatus of the theory of automatic control. The technology of structural transformations of initial structures that provides an estimation of dynamic properties of systems in problems of vibration protection and the possibility of manifestations of various dynamic effects is developed. We propose original methods for determining the frequencies of natural oscillations and the connection of joint motions along the chosen coordinates.

Key words: mechanical oscillatory system, dynamic rigidity, transfer function, structural mathematical model, coupling reaction, additional connections.

Введение

Современное машиноведение является научным базисом для решения основных задач динамики машин, что, в целом, опирается на научный потенциал, созданный отечественными и зарубежными учеными в областях теоретической и прикладной механики, теории механизмов, динамика и прочности машин, теории автоматического управления, прикладного системного синтеза и др [1 ÷ 4]. Актуальность научных разработок в области динамики технических объектов, работающих в условиях интенсивных вибрационных воздействий предопределяет рост внимания к проблемам обеспечения динамического качества машин, расширению их возможностей безопасной и надежной эксплуатации при повышении скорости движения рабочих органов. Вместе с тем, многие проблемы современного машиноведения, связанные с учетом особенностей динамических взаимодействий элементов механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, наличием в их структуре разнообразных элементов и устройств различной физической природы, в том числе и механизмов, требуют разработки более детализированных представлений, создающих условия для уточненных расчетов [5, 6].

В предлагаемой работе предложен и развивается методологический базис структурного математического моделирования в задачах построения и преобразования математических моделей технических систем с разработкой на этой основе способов и средств частотного анализа динамического качества и свойств технологических машин и транспортных средств при вибрационных воздействиях.

I. Некоторые общие положения

1. Задачи динамики машин отражают различные стороны вибрационных взаимодействий и могут заключаться не только в уменьшении колебаний узлов и агрегатов, но и предлагать различные формы управления динамическими состояниями. Расчетными схемами технических объектов обычно являются механические колебательные системы с сосредоточенными параметрами и несколькими степенями свободы.

Сложной структурой и кинематикой движения отличаются принципиальные схемы машин горно-добывающей и обрабатывающих отраслей промышленности [7, 8]. На рисунке 1 показаны простейшие варианты горных машин для решения задач классификации дробления и транспортирования сыпучих рабочих сред. Для многих технологических машин требуется формирование определенных распределений усилий, амплитуд колебаний и др. по длине рабочего органа, как это показано на рисунке 2.

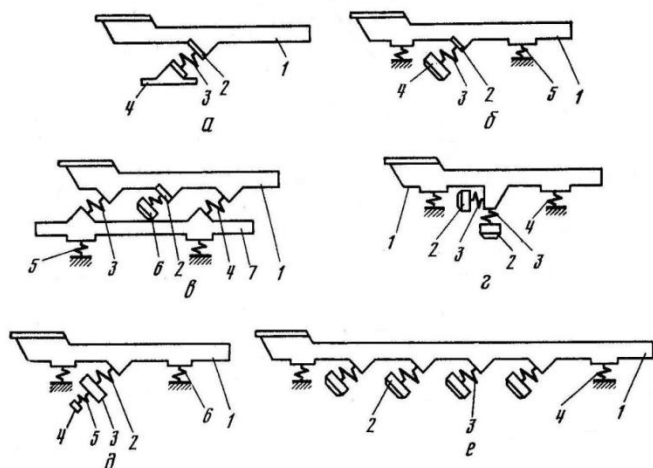


Рисунок 1. Принципиальные схемы вибрационных транспортирующих и транспортно-технологических машин с электромагнитным приводом

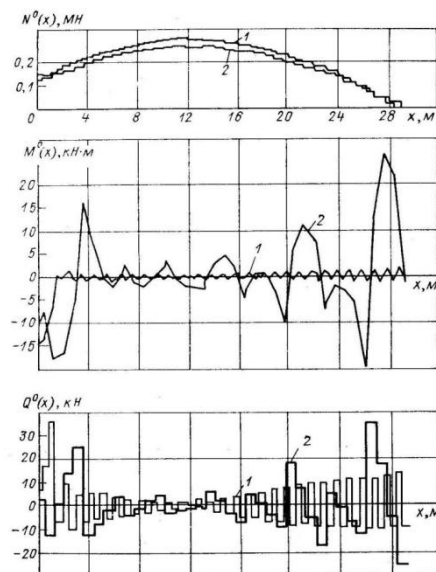


Рисунок 2. Распределение амплитуд внутренних продольных сил $N^0(x)$, изгибающих моментов $M^0(x)$ и перерезывающих сил $Q^0(x)$ по длине рабочего органа

2. На многих предприятиях машиностроения применяются вибрационные технологические машины со сложными принципиальными схемами и вибрационными полями (рисунок 3) [9]. Сложную кинематику движений имеют железнодорожные транспортные объекты, по отношению к которым предъявляются достаточно жесткие требования не только по распределению колебаний в различных точках (рисунок 4), но и в обеспечении движений объекта в целом по нескольким координатам с использованием дополнительных механизмов и связей [10].

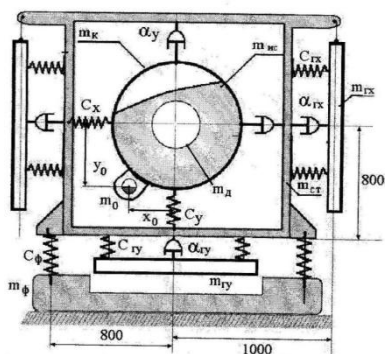


Рисунок 3. Схема централизованной технологической системы для виброударного упрочнения деталей в близко-резонансном режиме со смещенным вибратором

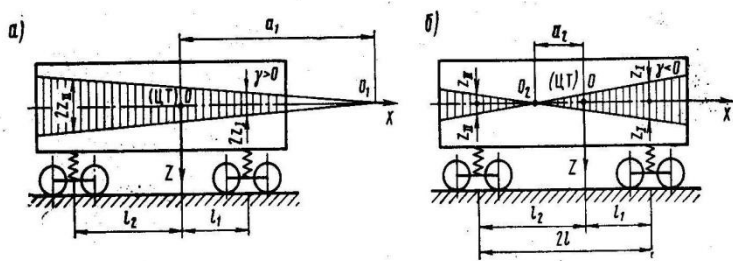


Рисунок 4. Главные формы колебаний кузова в вертикально-продольной плоскости симметрии для вагона железнодорожного транспорта

Математический аппарат в решении задач динамики различных машин, проведении расчетов на прочность, обосновании выбора рациональных конструктивно-технических решений отличается разнообразием. В динамике механических колебательных систем находят применения методы структурного математического моделирования, основанные на использовании аналитического аппарата теории графов, теории электрических и механических цепей, теории автоматического управления. Общность таких подходов опирается на принципы динамических аналогий [2 ÷ 4].

Формирование необходимых динамических состояний технических объектов обеспечивается конструктивными мерами в процессах предпроектных исследований предварительных разработок; однако многие вопросы решаются установкой специальных средств, обеспечивающих необходимые параметры динамических состояний (рессорное подвешивание, амортизаторы, демпферы, динамические гасители колебаний и др.). В целом, обеспечение необходимого динамического качества и надежности работы машин, оборудования и приборов, работающих в условиях интенсивных вибрационных нагружений, является сложным и многоэтапным процессом, в котором требуется соответствующий уровень теоретических обоснований и математического моделирования при использовании современных способов и средств, вычислительной техники.

II. Построение структурных математических моделей.

1. Основная идея структурного математического моделирования заключается в получении исходных математических моделей в виде системы обыкновенных линейных дифференциальных уравнений, что выполняется на основе известных методов с последующими преобразованиями Лапласа и построением структурных схем эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления. В таком случае, структурная схема, по-существу, становится графическим аналогом системы дифференциальных уравнений в операторной форме. Основная особенность такого подхода заключается в возможностях отображения форм и специфики различных связей, возникающих при динамических взаимодействиях элементов системы, подверженной действию внешних гармонических возмущений. На рисунке 5 показана в поэтапной последовательности технология формирования структурных схем, отображающих динамические свойства технических объектов, расчетные схемы которых могут быть представлены механическими колебательными системами с сосредоточенными параметрами.

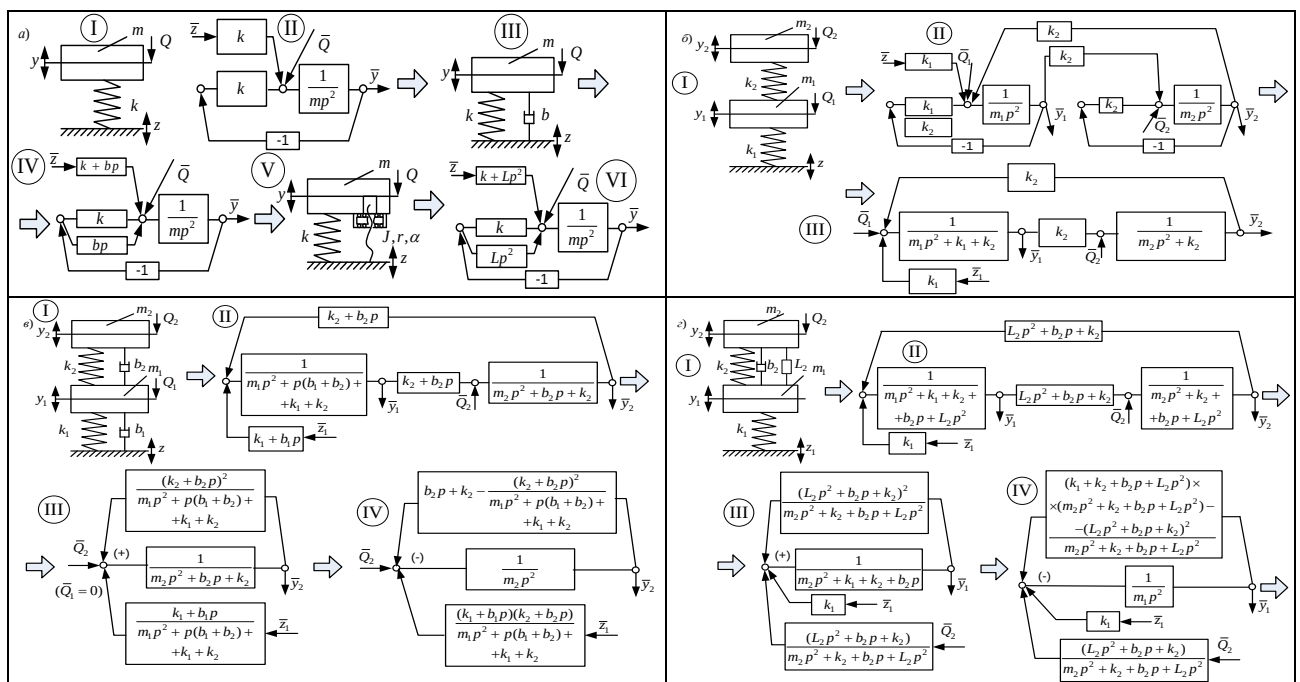


Рисунок 5. Схема последовательных преобразований расчетных и структурных схем для оценки форм взаимодействия элементов системы: а – система с одной степенью свободы (позиции I, II, III, IV – введение демпфера, позиции V, VI – введение УПД); б – система с двумя степенями свободы (позиции I, II, III, IV – формирование обратных связей на объект защиты m_2); в – система с двумя степенями свободы (позиции I, II – введение демпферов в первом и втором каскадах, позиции III и IV – формирование обратных связей для парциальной системы и объекта защиты m_2); г – учет особенностей введения в одном каскаде демпфера и УПД (позиции I ÷ IV)

2. Разработана технология преобразования исходных расчетных схем к виду с одной степенью свободы, с выделением объекта, динамическое состояние которого оценивается при заданных внешних возмущениях. Предлагаемый метод структурных преобразований основан на представлении объекта в виде интегрирующего звена второго порядка, относительно которого формируется обратная отрицательная связь. Показано, что исходная система с несколькими степенями свободы приводится к системе с одной степенью свободы, обладающей обобщенным упругим элементом и внешними силами, которые приведены к объекту. Физический смысл параметров обратной отрицательной связи – динамическая жесткость в приведенной системе.

Предложена технология структурных преобразований систем с несколькими степенями свободы, проведено изучение динамических свойств систем на основе предлагаемых подходов. Показано, что знание динамических жесткостей позволяет оценить возможные динамические особенности. Динамическая жесткость, как понятие, может быть распространено на систему в целом, а также на структурные образования и типовые элементы. В частности, режим резонанса в системе может быть интерпретирован как движение объекта при нулевой динамической жесткости системы в целом. Нулевые динамические жесткости структурных образований (или квазипружин) соответствуют проявлениям определенных форм самоорганизации движения элементов системы. Технология структурных преобразований позволяет выделять для детализированных оценок отдельные фрагменты системы и оценивать возможности использования дополнительных связей. При использовании характеристического уравнения, которое структурируется как сумма отдельных элементов, возможно определение частот собственных колебаний системы. На рисунке 6 приведены расчетная схема и схема частот реализации графоаналитического способа определения частот собственных колебаний для системы с тремя степенями свободы.

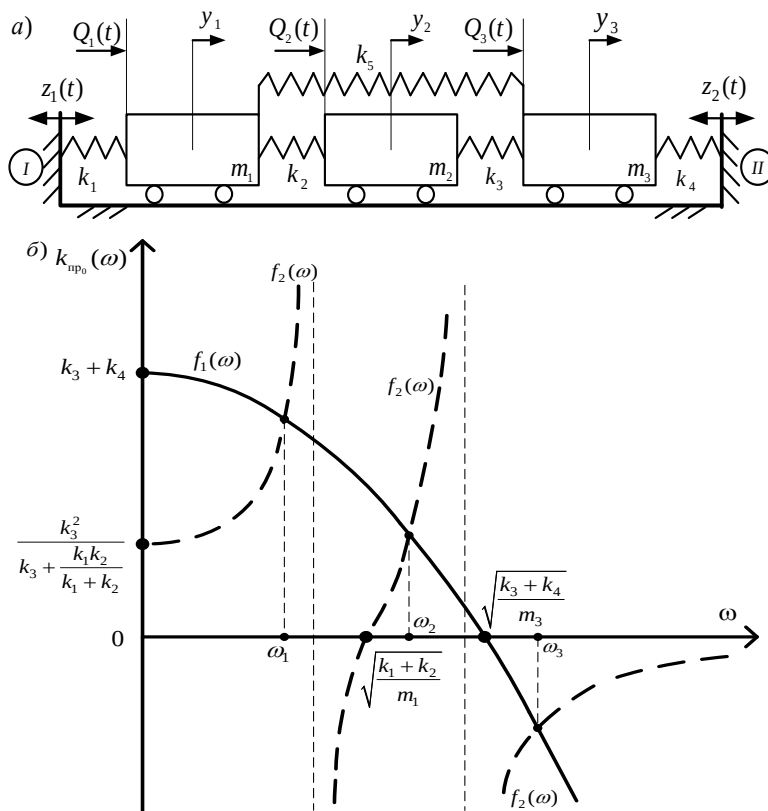


Рисунок 6. Расчетная схема системы (а) и графики графоаналитического способа (б) для определения частот собственных колебаний механической системы с тремя степенями свободы

3. Метод структурных преобразований может быть интерпретирован в форматах преобразования схем и соединения элементов на основе правил преобразования теории цепей, что позволяет получить во многих случаях необходимые соотношения для динамических жесткостей непосредственно по расчетной схеме, используя структурные преобразования. Метод структурных преобразований позволяет ввести в рассмотрение понятие коэффициента связности движения, которой может интерпретировать через передаточную функцию межпарциальных связей. Оценка динамических свойств систем существенным образом зависит от выбора систем координат. Так, для расчетной схемы на рисунке 7 с двумя степенями свободы, коэффициент связности колебаний по координатам y_2 и y_1 можно представлен выражением

$$W_{12}(\omega) = \frac{y_2}{y_1} = \frac{k_2}{-m_2\omega^2 + k_2 + k_3}.$$

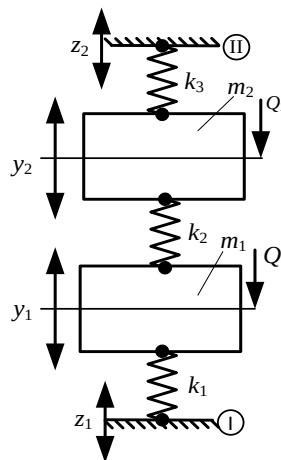


Рисунок 7. Расчетная схема линейной механической колебательной системы с двумя степенями свободы

На рисунке 8 показаны схемы расположения частотных зон отношений амплитуд, дающих представление о динамических взаимодействиях элементов системы. Характер взаимного расположения графиков существенно зависит от мест приложения сил, выбора системы координат, выбора параметров и возможностей одновременного действия внешних сил. На рисунке 9 показано изменение форм амплитудно-частотных характеристик при разных системах координат.

Возможности структурных преобразований и выделения объектов с определенными связями позволяют решать вопросы выбора расположения частотных зон, то есть учитывать особенности формирования структуры вибрационных полей и детализации представлений о соотношениях амплитуд колебаний точек рабочего органа в разных системах координат. Более детализированные разработки приводятся в работах [11 ÷ 14].

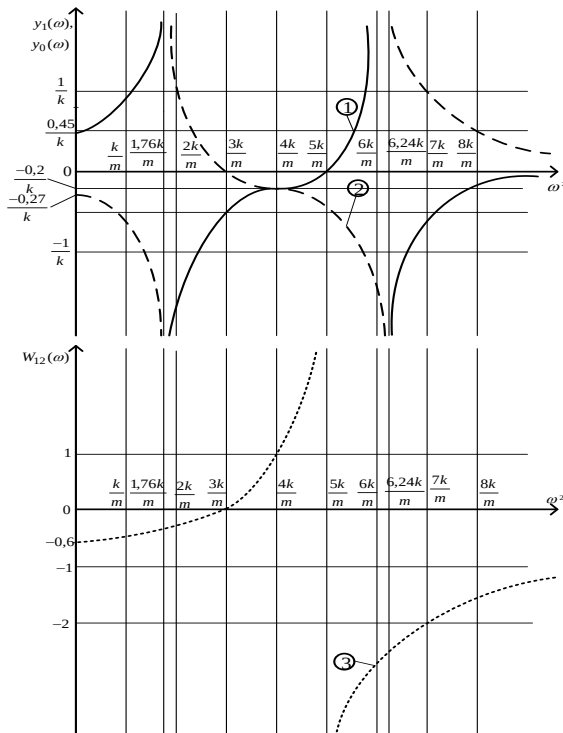


Рисунок 8. Схема расположения частот зон отношений амплитуд колебаний по координатам y_0 , y_1 при силовом возмущении Q_1 , приложенном к массо-инерционному элементу m_1 : 1 – график амплитудно-частотной зависимости $y_1(\omega)$; 2 – график амплитудно-частотной зависимости $y_0(\omega)$; 3 – график амплитудно-частотной зависимости отношения y_0 и y_1 от частоты $W''_{12}(\omega)$

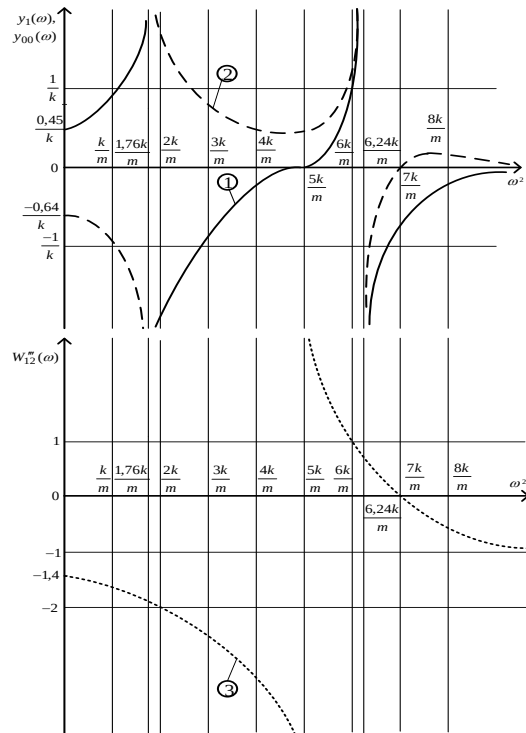


Рисунок 9. Структурная схема исходной системы (рисунок 7) в системе координат y_{00} и y_1 при силовом возмущении Q_1 , приложенном к массо-инерционному элементу m_1 : 1 – график амплитудно-частотной зависимости $y_1(\omega)$; 2 – график амплитудно-частотной зависимости $y_{00}(\omega)$; 3 – график амплитудно-частотной зависимости отношения y_{00} и y_1 от частоты $W'''_{12}(\omega)$

Заключение

На основании приведенных исследований в работе получены следующие результаты.

1. Исследованы особенности динамических свойств механических колебательных систем с несколькими степенями свободы, включающих в свой состав кроме обычных элементарных типовых звеньев, устройства для преобразования движения и рычажные механизмы, при учете особенностей, проявления свойств в различных системах координат при одновременном действии нескольких внешних воздействий.

2. Предложен метод структурных преобразований характеристических уравнений передаточных функций, дающих возможность получения детализированной информации о формировании частот собственных колебаний систем и значений динамических жесткостей структурных образований элементов (квазипружин) и системы, в целом.

3. Разработана технология структурных преобразований математических моделей механических колебательных систем, отображаемых структурными схемами эквивалентных в динамическом отношении систем автоматического управления; предложены способы трансформирования передаточных функций систем и интерпретации уравнений движения в операторной форме.

4. Разработана методическая база оценки распределения амплитуд колебаний рабочих органов вибрационных технологических машин на основе использования передаточных функций межпарциальных связей; предложена методика на основе графоаналитических приемов для определения частот собственных колебаний и коэффициента форм свободных колебаний.

Библиография

1. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. – М: Машиностроение. 1984. – 224 с.
2. Clarence W., de Silva. Vibration. Fundamentals and Practice. – Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. – 957 p.
3. Елисеев С.В., Артюнин А.И. Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем. – Новосибирск: Наука, 2016. – 459 с.
4. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П. Мехатронные подходы в динамике механических колебательных систем. – Новосибирск: Наука, 2011. – 384 с.
5. Елисеев С.В., Резник Ю.Н., Хоменко А.П., Засядко А.А. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов. – Иркутск: изд-во ИГУ, 2008. – 523 с.
6. Кашуба В.Б., Елисеев С.В., Большаков Р.С. Динамические реакции в соединениях элементов механических колебательных систем. – Новосибирск: Наука, 2017. – 331 с.
7. Быховский И.И. Основы теории вибрационной техники / И.И. Быховский. – М.: Машиностроение, 1968. – 362 с.
8. Гончаревич И.Ф., Фролов К.В. Теория вибрационной техники и технологии. – М.: Наука, 1981. – 320 с.
9. Копылов Ю.Р. Динамика процессов виброударного упрочнения. – Воронеж: Научная книга, 2011. – 568 с.
10. Вершинский С.В., Данилов В.И., Хусидов В.Д. Динамика вагона. Под ред. С.В. Вершинского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Транспорт, 1991. – 360 с.

УДК 622.833.1.052.4

ОСОБЕННОСТИ ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО СИНТЕЗА ЧЕТЫРЕХЗВЕННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Нгуен Зун Тхе

Тульский государственный университет, Россия, Тула, duythe1290@gmail.com

В статье рассматривается метод геометрического синтеза четырехзвенных цилиндрических зубчатых передач. Приводится анализ существующих методов синтеза и затем рассматривается задача расширения области существования решения задачи синтеза путем использования нестандартных радиальных зазоров в передачах с двумя зацеплениями.

Ключевые слова: *зубчатые передачи, геометрический синтез, область существования, внешнее зацепление, внутреннее зацепление, коэффициент смещения, радиальный зазор.*

PECULIARITIES OF GEOMETRIC SYNTHESIS OF FOUR-PART CYLINDRICAL GEARS

Nguyen Duy The

Tula State University, Russia, Tula, duythe1290@gmail.com

This article discusses the method of geometric synthesis of four-part cylindrical gears. An analysis of the existing synthesis methods is given and the problem of the expansion of the search space of the gears by using the nonstandard radial clearances in the gears is considered.

Key words: *gears, geometric synthesis, existent area, external gearing, internal gearing, coefficient of the displacement, radial clearance.*

Введение

Одним из наиболее распространенных механизмов в технике, используемых для преобразования вращательного движения, является зубчатая передача. Несмотря на большое многообразие существующих видов зубчатых передач и создание новых наибольшее распространение на практике имеют прямозубые цилиндрические зубчатые передачи эвольвентного зацепления, что объясняется их надежностью, простотой в изготовлении и эксплуатации.

Большие функциональные возможности зубчатых передач обусловлены использованием в их структуре высшей кинематической пары. В то же время это делает задачи их геометрического расчета, кинематического анализа и, особенно, синтеза довольно сложными. Основные теоретические вопросы анализа и синтеза зацеплений к середине 70-х годов прошлого века были решены [1], однако ряд практических задач продолжал оставаться нерешенным. На основе теории зубчатых зацеплений для трехзвенных цилиндрических зубчатых передач была разработана методика их проектирования с использованием блокирующих контуров [2], и на её основе создан ряд систем автоматизированного проектирования [3, 4]. Параметры двух зацеплений в четырехзвенных зубчатых передачах взаимосвязаны, что значительно затрудняет использование блокирующих контуров [5]. В работе [6] был предложен объемный блокирующий контур, позволяющий одновременно проектировать два зацепления, но авторы, в основном, ограничились системой расчета по стандартным радиальным зазорам. Это значительно сужает область решения задачи синтеза, а для передач с внутренним зацеплением и малой разностью чисел зубьев колеса и шестерни может привести к отсутствию решения. Известно, что использование нестандартных зазоров в трехзвенной передаче позволяет значительно расширить область существования решения задачи синтеза и управлять её положением на плоскости коэффициентов смещения [7]. Целью настоящего доклада является обоснование применения данного подхода для синтеза четырехзвенных прямозубых цилиндрических передач эвольвентного зацепления.

Синтез трехзвенных передач

Задачи геометрического синтеза относятся к многопараметрическим многокритериальным задачам. Цилиндрическая эвольвентная зубчатая передача должна обеспечивать заданное постоянное передаточное отношение, необходимые значения показателей качества (коэффициента перекрытия, угла зацепления, коэффициентов скольжения и удельного давления), а также выполнение ряда дополнительных ограничений синтеза (непрерывности зацепления, отсутствия интерференции в рабочем и станочном зацеплениях, отсутствия заострения зубьев, обеспечения заданного межосевого расстояния и т.д.). К постоянным параметрам, определяющим геометрию и работу передачи, необходимо отнести параметры исходного контура, регламентированные стандартами, и числа зубьев зубчатых колес z_1 , z_2 . Числа зубьев зубчатых колес являются выходными параметрами синтеза и определяются основным условием синтеза – получением заданного передаточного отношения. Поэтому в такой постановке, возможности конструктора по проектированию зубчатой передачи очень ограничены, а задача синтеза в ряде случаев не имеет решения.

Корригирование зубчатых колес, которое первоначально использовалось только для устранения подрезания ножки зуба, добавило два выходных параметра синтеза: коэффициенты смещения x_1 , x_2 . Это позволило значительно расширить область существования решения задач синтеза и дать в руки конструктору новый мощный инструмент. Но обоснованный выбор коэффициентов смещения, обеспечивающих получение работоспособной качественной зубчатой передачи довольно сложен. Первоначальные рекомендации (системы Центрального конструкторского бюро редукторостроения, Новокраматорского машиностроительного завода, AEG – Allgemeine Elektrizitäts-

Gesellschaft, Бакингема и др. [8]) сводились к выбору одной точки на плоскости параметров x_1, x_2 для устранения подрезания или улучшения одного из критериев качества.

Большая работа, проделанная коллективом ученых под руководством И.А. Болотовского завершилась созданием альбомов блокирующих контуров [5]. Это дало возможность целенаправленно выбирать коэффициенты смещения для получения работоспособной передачи с заданными значениями качественных характеристик. Недостатком такого подхода при проектировании зубчатых передач является невозможность построения блокирующих контуров для всех возможных комбинаций чисел зубьев и параметров инструмента, а также ограниченные возможности синтеза ряда передач, например, передач внутреннего зацепления при малой разнице чисел зубьев зубчатых колес.

Использование ЭВМ, разработка систем автоматизированного проектирования, позволяющих в интерактивном режиме строить блокирующие контуры для конкретной задачи и проводить оптимизацию передачи, позволило устранить первый недостаток [4].

Для устранения второго недостатка было предложено отнести коэффициенты радиальных зазоров к выходным параметрам синтеза, что увеличило их число до четырех и значительно расширило область существования решения задач синтеза [7].

Таким образом, можно констатировать, что на сегодняшний день существуют проверенные методика и системы автоматизированного проектирования, позволяющие успешно решать задачи проектирования трехзвенных цилиндрических зубчатых передач.

Синтез четырехзвенных передач

Последовательное соединение нескольких трехзвенных зубчатых передач позволяет решить многие задачи по преобразованию угловой скорости. Тем не менее, достаточно часто необходимое преобразование движения можно получить только при использовании связанных зубчатых колес, когда центральное зубчатое колесо 2 находится в одновременном зацеплении с колесами 1 и 3. Возможные схемы таких передач приведены на рис. 1, 2.

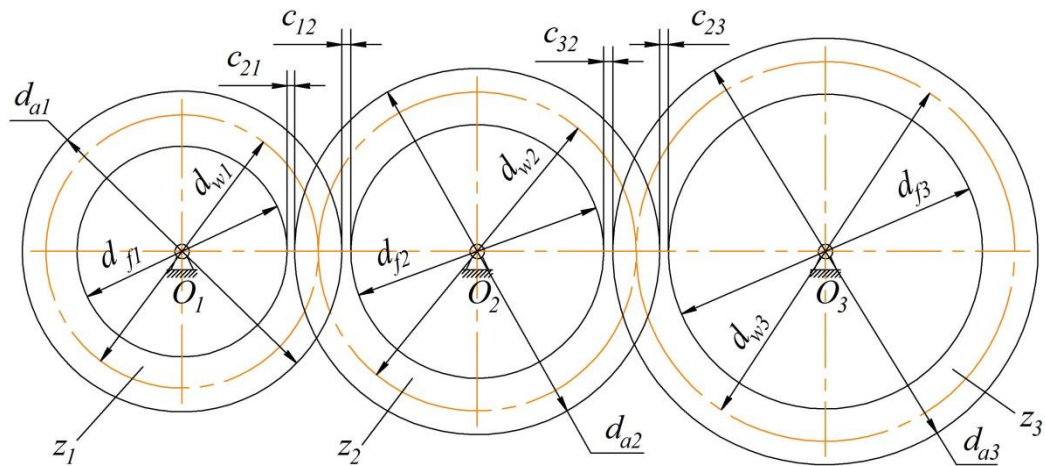


Рис. 1. Схема четырехзвенной передачи с двумя внешними зацеплениями

Вторая схема используется в планетарных передачах типа 2К-Н. Наличие двух зацеплений, связанность параметров зубчатых колес, приводят к увеличению числа дополнительных ограничений синтеза и делают невозможным непосредственное использование методик синтеза трехзвенных передач. Предложенное обобщение блокирующего контура – объемный блокирующий контур – дало возможность целенаправленного одновременного синтеза двух зацеплений [6]. Однако увеличение числа дополнительных ограничений синтеза при использовании стандартных радиальных зазоров приводит к значительному уменьшению области существования решения задачи синтеза в пространстве трех выходных параметров синтеза – коэффициентов смещения x_1, x_2, x_3 .

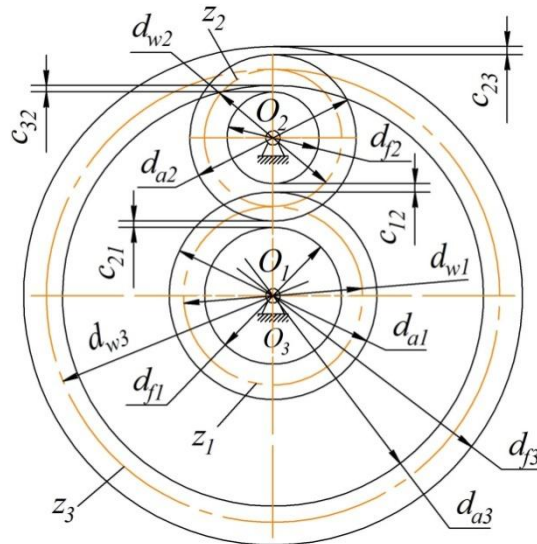


Рис. 2. Схема четырехзвенной передачи с внешним и внутренним зацеплениями

Для расширения области существования решения задачи синтеза предлагается использовать нестандартные радиальные зазоры:

Для передачи с двумя внешними зацеплениями (см. рис. 1) радиальные зазоры

$$\begin{cases} c_{12} = a_{w12} - 0,5(d_{a1} + d_{f2}); & c_{21} = a_{w12} - 0,5(d_{f1} + d_{a2}) \\ c_{23} = a_{w23} - 0,5(d_{a2} + d_{f3}); & c_{32} = a_{w23} - 0,5(d_{f2} + d_{a3}) \end{cases} \quad (1)$$

В этом случае передача будет характеризоваться 10 параметрами: числами зубьев зубчатых колес z_1, z_2, z_3 ; коэффициентами смещений x_1, x_2, x_3 ; радиальными зазорами $c_{12}, c_{21}, c_{23}, c_{32}$.

Из системы (1) следует, что радиальные зазоры c_{21} и c_{23} будут взаимосвязаны:

$$2a_{w12} - d_{f1} - 2c_{21} = 2a_{w23} - d_{f3} - 2c_{23} \quad (2)$$

Аналогичные зависимости можно получить для второй схемы.

Кроме того в планетарных передачах числа зубьев и коэффициенты смещения могут быть связаны условием соосности. Например, в передаче типа 2К-Н условие соосности будет иметь вид [2]:

$$(z_1 + z_2) / \cos \alpha_{w12}(x_1, x_2) = (z_3 - z_2) / \cos \alpha_{w23}(x_2, x_3) \quad (3)$$

В этом случае число независимых выходных параметров синтеза уменьшается до 5, но и это позволяет расширить область существования решения задачи синтеза.

Для программной реализации предложенного метода используется компромиссная целевая функция, учитывающая все качественные показатели передачи. Дополнительные ограничения синтеза учитываются с помощью штрафных функций [9].

Заключение

Непосредственное применение известного метода блокирующих контуров для синтеза четырехзвенных зубчатых передач не позволяет найти решение, одновременно удовлетворяющее условиям синтеза двух зацеплений. Предложенный метод объемного блокирующего контура при использовании стандартных значений радиальных зазоров, сужает область существования решений задачи синтеза. Расширить эту область можно за счет введения новых выходных параметров синтеза: нестандартных радиальных зазоров.

Библиография

1. Бабичев Д.Т., Лагутин С.А. Бармина Н.А. Обзор работ русской школы теории и геометрии зацеплений. Часть 1. Истоки теории зацеплений и период ее расцвета в 1935-1975 годы // Теория механизмов и машин. – 2016. – Том 14, № 3 (31). – С. 101–134.
2. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Смирнов В.Э. Справочник по корригированию зубчатых колес. М.: Машгиз, 1962. – 215 с.
3. Гольфарб В.И., Ткачев А.А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. Ижевск: Изд-во ИЖГТУ, 2004. – 94 с.
4. Голованёв В.А. Применение оптимизационных методов и интерактивного блокирующего контура при выборе коэффициентов смещения (корригировании) цилиндрических эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления // САПР и графика. – 2014. – № 11. – С. 89–93.
5. Болотовский, И. А. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
6. Колотов А.В., Сильченко П.Н., 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.
7. Крюков В.А., Сидоров П.Г., Плясов А.В. и др. Синтез внутренних эвольвентных зацеплений планетарных передач // Вестник машиностроения. – 2009. – № 6. – С. 3–8.
8. Птицын Г.А., Кокичев В.Н. Расчет и изготовление зубчатых передач в ремонтном деле. Справочное пособие. Л.: СудпромГиз, 1961. – 518 с.
9. Floudas C.A., Pardalos P.M. (Eds.) Encyclopfia of Optimization. 2009. – Springer Science+BuisnessMedia, LLC. – 4646 p.

УДК 623.83.062

СФЕРИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ С ТРЕМЯ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ ДЛЯ РЕГУЛИРУЕМЫХ ПРИВОДОВ МАЛОМОЩНОЙ ТЕХНИКИ (ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ) *

Попов А. В.

*Волгоградский государственный технический университет,
Россия, Волгоград, apopov34@rambler.ru*

Представлены результаты исследования и вариант конструктивного исполнения сферического преобразующего механизма с тремя степенями свободы. Механизм позволяет снимать крутящий момент с оси качания ведомого звена. Преобразующий механизм предназначен для использования в бесступенчатых передачах и приводах маломощных технологических машин.

Ключевые слова: *сферический механизм, плавнорегулируемая трансмиссия*

SPHERICAL MECHANISM WITH THREE DEGREES OF FREEDOM FOR VARIABLE DRIVES OF LOW-POWER MACHINES (THEORETICAL AND EXPERIMENTAL STUDIES)

Popov A. V.

Volgograd State Technical University, Russia, Volgograd, apopov34@rambler.ru

* Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ 18-08-00170

The results of the study and a design version a spherical transforming mechanism with three degrees of freedom are presented. The mechanism allows you to remove the torque from the pivot axis of the driven member. The transforming mechanism is intended for use in stepless transmissions and drives of low-power technological machines.

Key words: spherical mechanism, variable transmission

Введение

Современные технологии производства требуют механические приводы, способные преобразовывать вращательное движение в регулируемое качательное движение. В настоящее время эту функцию выполняют, главным образом, за счет использования механизмов, основанных на плоских шарнирных схемах. Такие приводы имеют повышенную инерционную нагруженность, громоздкость и сложны в изготовлении. Пространственные схемы - трудоемки по монтажу, настройке и регулировке, а также имеют значительные габариты. Сферические механизмы, как исключение из последних, лишены этих недостатков и позволяют реализовать распространенные передаточные функции, требуемые технологическими процессами.

Ранее автором описаны схемы бесступенчатых приводов на основе сферических механизмов с двумя степенями свободы [1, 2] и обоснованы их характеристики.

В настоящей работе представлена конструктивная схема сферического преобразующего механизма с тремя степенями свободы, позволяющая преобразовывать равномерное вращательное движение в регулируемое качательное по близкому к синусному закону с возможностью смещения фазы цикла.

Механизм (рис. 1) состоит из ведущего вала 1, с установленным на нем шарнирно внутренним кольцом 2. Дополнительное кольцо 3 через шарнир 4 соединено с внутренним кольцом 2, причем, указанные шарниры расположены перпендикулярно друг другу в одной плоскости, так, что имеется возможность отклонять на ходу и под нагрузкой на регулируемые углы α и β (на рисунке не указаны) каждый из них. На дополнительном кольце 3 смонтирован подшипник качения 5, имеющий задачу отсечь вращательную составляющую сложного движения кольца 3 и оставить только колебания в вертикальной и горизонтальной плоскостях, которые передаются на промежуточное кольцо 6. Горизонтальные колебания убираются за счет проворота промежуточного кольца 6 на шарнире 7, соединяющим его с наружным кольцом 8, имеющим цапфы 9. В результате цапфы 9 совершают только качательное движение относительно своей оси, которая перпендикулярна оси вращения ведущего вала 1.

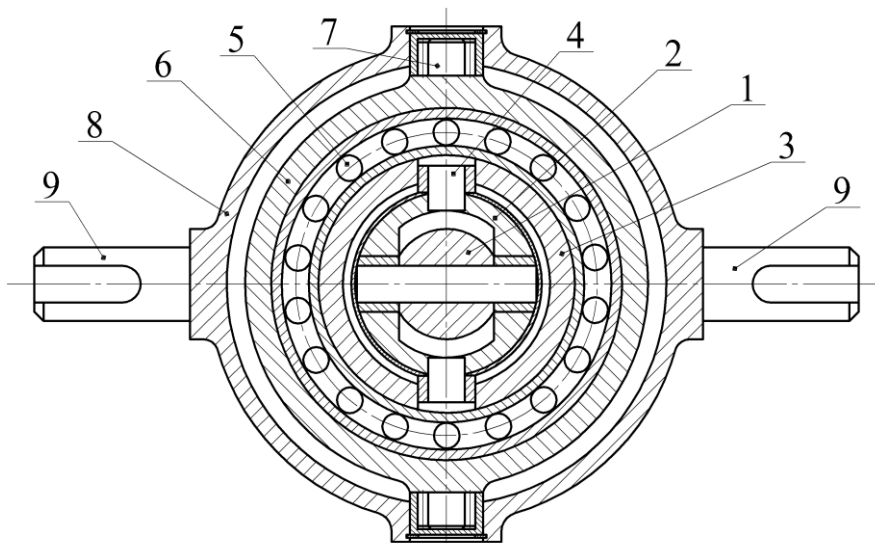


Рис. 1. Конструктивная схема сферического преобразующего механизма

Такая конструкция преобразующего механизма позволяет, устанавливая отклонения внутреннего 2 и дополнительного 3 колец на углы α и β , получить регулируемое колебательное вращательное движение цапф 9. При этом амплитуда угла поворота θ конечного движения связана с регулируемыми углами α и β , а передаточная функция механизма имеет вид

$$\theta(\varphi, \alpha, \beta) = \arctg \left(\tg \left(\arcsin \left(\sqrt{\frac{\cos^2 \alpha \cos^2 \beta}{\sin^2 \beta \cos^2 \alpha + \cos^2 \beta}} \right) \cos \varphi \right) \right).$$

Графически передаточной функции для сочетаний углов α и β в полярных координатах представлены на рис. 2. Значения регулируемых углов приняты $0, \pi/36, \pi/18$ и $\pi/12$ в положительном и отрицательном направлении. Также графики передаточной функции были получены для указанных значений углов на созданной физической модели механизма. Экспериментальные данные в значительной степени соответствуют полученному теоретически закону преобразования движения механизма. В ходе исследований выявлено, что при изменении двух углов регулирования одновременно, имеет место смещение Δ фазы движения. Причем, зависимость смещения фазы установлена при помощи геометрической интерпретации, которая имеет вид:

$$\Delta = \arctg \left(\frac{\sin \beta}{\sin \alpha} \right).$$

В противоположном расположении углов α и β выражение в скобках будет обратным, так как углы будут находиться во взаимно перпендикулярных плоскостях, то есть значение смещения фазы движения произойдет на угол $\pi/2$ в направлении изменения угла φ или вращения ведущего вала. Варьирование знаками отклонения углов α и β позволило определить знаки квадрантов смещения фазы (рис. 3). Если один из регулируемых углов имеет отрицательное значение, то смещение фазы происходит в отрицательную сторону от изменения угла φ поворота ведущего вала, для одинаковых знаков соответственно – в положительную.

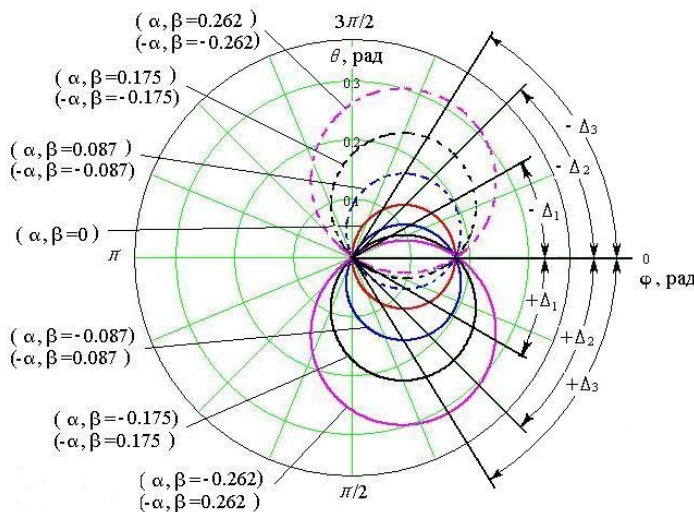


Рис. 2. Графики передаточной функции для сочетаний углов α и β

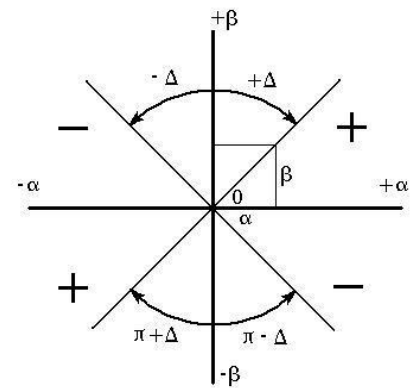


Рис. 3. Квадранты смещения фазы в зависимости от направления углов α и β

Заключение

Характеристики рассмотренной схемы сферического механизма имеют расширенные значения параметров используемых в настоящее время плоских преобразующих механизмов,

и позволяют создавать на его основе функциональные приводы технологических машин за счет увеличения диапазона регулирования [3, 4]. Особенно это актуально для малогабаритных и маломощных бесступенчато регулируемых приводов и трансмиссий, где необходимо изменять параметры преобразования движения без остановки приводного двигателя, есть ограничения по массогабаритным показателям и инерционным нагрузкам [5].

Библиография

1. Попов А.В., Нотов И.В., Рожнов А.А. Моделирование и анализ деформаций звеньев сферического преобразующего механизма с двумя степенями свободы // Известия ВолгГТУ. – 2018. – № 3 (213). – С. 82-84.
2. Попов А.В. Сферический преобразующий механизм для бесступенчато регулируемых трансмиссий: совершенствование и экспериментально-теоретическое исследование // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2009. – № 3. – С. 92-96.
3. Попов А.В., Пындак В.И. Патент на изобретение № 2410589 РФ, МПК F 16 H 29/04. Импульсный вариатор; ВолгГТУ. – 2011.
4. Попов А.В. Патент на изобретение № 2586803 РФ, МПК F16H29/04. Импульсный вариатор; ВолгГТУ. – 2016.
5. Попов А.В. Бесступенчато регулируемая трансмиссия со сферическими преобразующими механизмами для маломощных транспортных машин // Матер. междунар. н.-пр. конф.: Прогресс транспортных средств и систем. Волгоград, 2009. – С. 242-243.

УДК 629.113:62-592

АНАЛИЗ СИСТЕМ ИЗМЕРЕНИЯ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ КОЛЁС АВТОМОБИЛЯ ПРИ ИХ ДИАГНОСТИРОВАНИИ НА СТЕНДАХ С БЕГОВЫМИ БАРАБАНАМИ, ВЫЯВЛЕНИЕ ПРОБЛЕМ И ПУТЕЙ ИХ РЕШЕНИЯ

Потапов А.С., Свирбутович О.А.

*Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Россия, Иркутск, batoha32303@rambler.ru*

Диагностика автотранспортных средств в условиях эксплуатации на диагностических стендах с беговыми барабанами подразумевает измерение угловой скорости колёс. Недостатком измерения является погрешность. В статье проанализированы существующие методы для измерения угловой скорости колёс АТС при их диагностировании на стендах с беговыми барабанами.

Ключевые слова: *диагностирование на стенде с беговыми барабанами, угловая скорость, погрешность измерения, бесконтактные датчики, ролик следящей системы.*

ANALYSIS OF VEHICLE ROTATION MEASUREMENT SYSTEMS FOR THEIR DIAGNOSTICS AT STANDS WITH RUNNING DRUMS, IDENTIFICATION OF PROBLEMS AND WAYS OF THEIR SOLUTIONS

Potapov A.S., Svirbutovich O.A.

Irkutsk National Research Technical University, Russia, Irkutsk, batoha32303@rambler.ru

Diagnostics of vehicles in operation on diagnostic stands with running drums means measuring the angular velocity of the wheels. The disadvantage of the measurement is the error. The article analyzes the existing methods for measuring the angular velocity of the wheels of automatic telephone exchanges when they are diagnosed on stands with running drums.

Key words: *Diagnostics at the stand with running drums, angular velocity, measurement error, proximity sensors, tracking roller.*

Введение

Диагностика автотранспортных средств (АТС) в условиях эксплуатации проводится, как правило, на диагностических стендах с беговыми барабанами [1].

Стенды позволяют устранить негативное влияние на качество проверки АТС внешних факторов [1]. При всех очевидных достоинствах диагностические стенды имеют ряд недостатков.

Одним из таких недостатков является погрешность измерения угловой скорости колес АТС [1].

Проанализируем существующие методы для измерения угловой скорости колёс АТС при их диагностировании на стендах с беговыми барабанами.

1. Бесконтактные методы измерения угловой скорости

Использование бесконтактных методов контроля угловых скоростей обусловлено теми случаями, когда мощность объекта контроля мала и подключение даже очень маломощного потребителя в виде тахометра, работающего контактным методом, может вызвать перегрузку и искажение контролируемой скорости вращения.

На сегодняшний день из числа тахометров, работающих бесконтактным методом можно выделить электрические импульсные и стробоскопические тахометры.

Блок-схема счетно-импульсного тахометра приведена на рисунке 1.

Хронизатор - это генератор импульсов стабилизированной частоты, выдающий импульсы с интервалами в 1 и 2 секунды, с большой точностью. Следует понимать, что точность работы тахометра определяется точностью хронизатора, поэтому в нём применен эталонный генератор с кварцевым стабилизатором частоты.

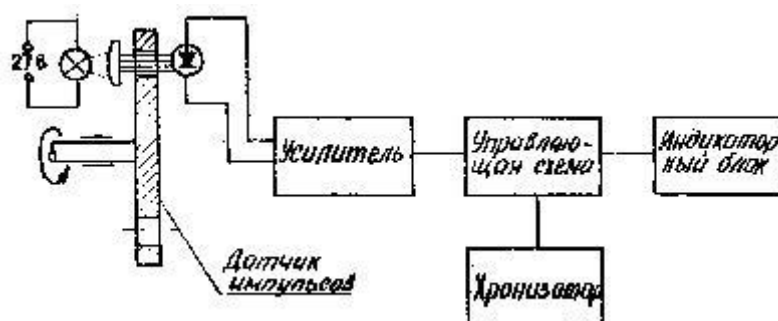


Рисунок 1. Счётно - импульсный тахометр

Высокая выходная частота генератора (10 кГц и более) понижается до 1 или 0,5 Гц. Импульсы генератора уходят в управляющий блок. В этот же блок через усилитель поступают импульсы от датчика импульсов (в данном случае от фотоэлектрического модулятора).

Управляющая схема пропускает в индикаторный блок импульсы от фотоэлектрического модулятора с интервалом времени между двумя импульсами хронизатора. В индикаторном блоке производится счет и показывается число импульсов датчика. Максимальная допустимая частота импульсов датчика в одном из тахометров этого типа - 20 000 в секунду, что ограничивается индикаторным блоком, а именно его быстродействием. После истечения периода счета, управляющая схема запирает индикаторный блок, и сохраняется показание тахометра в течение времени около 10 с. После этого управляющая схема сбрасывает отсчет и приводит индикаторный блок в готовность к новому счету, который начинается после получения ближайшего импульса, передаваемого хронизатором.

Точность счетно-импульсного тахометра очень высока. Она соответствует точности счета импульсов ± 1 импульс в секунду.

Счетно-импульсный тахометр является стационарным прибором, предназначенным главным образом для целей исследования и испытания машин, в том числе автотранспортных средств. Схема прибора довольно сложна и его стоимость достаточно высока.

В качестве датчиков импульсов можно использовать фотоэлектрические, емкостные, радиоактивные и другие. Они могут быть выполнены различными способами. Например, при использовании индуктивного датчика, широко используемого в автомобилестроении, на вращающийся объект устанавливают алюминиевый сектор, который проходит между двумя неподвижными катушками электронного генератора. В момент прохождения сектора между катушками в генераторе возникает резкое изменение выходного тока. Частота этих импульсов может измеряться каким-либо частотомером и выводиться на экран персонального компьютера.

2. Метод с использованием стробоскопических тахометров

Принцип работы стробоскопических тахометров основывается на эффекте кажущейся остановки вращения вала. Для получения ее периодически прерывают световой поток от вращающегося вала или предмета к глазу оператора. Частота перерывов при этом задается такой, чтобы в каждом импульсе были видны одинаковые фазы вращения предмета, а длительность перерывов между смежными импульсами не превышала времени, в течение которого может полностью исчезнуть зрительное восприятие импульса. При повторении импульсов остатки зрительных восприятий одинаковых фаз вращения сливаются в картину кажущейся неподвижности предмета или вала.

Эффективность применения стробоскопических тахометров зависит от следующих факторов: четкости наблюдаемой фигуры, соотношения между интенсивностью световых вспышек, постоянной освещенностью объекта. Это соотношение определяется контрольной чувствительностью глаза, которая, в частности, зависит от частоты повторения и интенсивности вспышек.

Одним из факторов, влияющих на точность измерения стробоскопическим тахометром, является задание и поддержание частоты следования зрительных импульсов. Поэтому, чтобы повысить точность его необходимо оборудовать специальными устройствами, стабилизирующими частоту. У механических строботахометров в качестве стабилизаторов чаще всего применяют центробежные регуляторы скорости вращения диска с отверстиями. У электронных – это специальные схемы, содержащие кварцы или камертоны. Электронные схемы позволяют получать более высокую стабильность частоты следования импульсов и соответственно более высокую точность измерения скорости вращения, при которой погрешности не превышают 0,1%, в то время как основные погрешности механических строботахометров различных моделей лежат в пределах от $\pm 1,5$ до $\pm 3\%$.

Большой точностью обладают электронные строботахометры с импульсными лампами, питаемыми от специальных, чаще всего релаксационных генераторов со ступенчатым и плавным изменением частоты. Основная погрешность строботахометра при питании прибора от сети напряжением 127 или 220В и при температуре окружающей среды $+20^{\circ}\text{C}$ не превышает $\pm 0,5\%$ отсчета.

Главное достоинство строботахометра – возможность измерения скорости без контакта с объектом измерения, что, с одной стороны, позволяет измерять скорость видимых, но труднодоступных объектов, а с другой стороны, позволяет измерять скорость маломощных объектов без всякого силового воздействия на них со стороны прибора.

3. Метод с использованием ролика следящей системы

Суть метода с использованием ролика следящей системы заключается в том, что следящий ролик прижат к колёсам диагностируемого АТС усилием, развиваемым пружинно-

рычажным механизмом. Ролик следящей системы кинематически жестко не связан с колесом и приводится во вращение только силой трения между ним и колесом автомобиля.

Подробно работа ролика следящей системы проанализирована профессором кафедры "Автомобильный транспорт" ИРНИТУ А.И. Федотовым [1].



Рисунок 3. Колесо автомобиля на стенде с беговыми барабанами и роликом следящей системы

Использование данного метода приводит к получению больших погрешностей измерения. Графики изменения погрешности измерения с помощью ролика следящей системы угловой скорости колеса автомобиля от начальной скорости затормаживания представлены на рисунках 4 и 5.

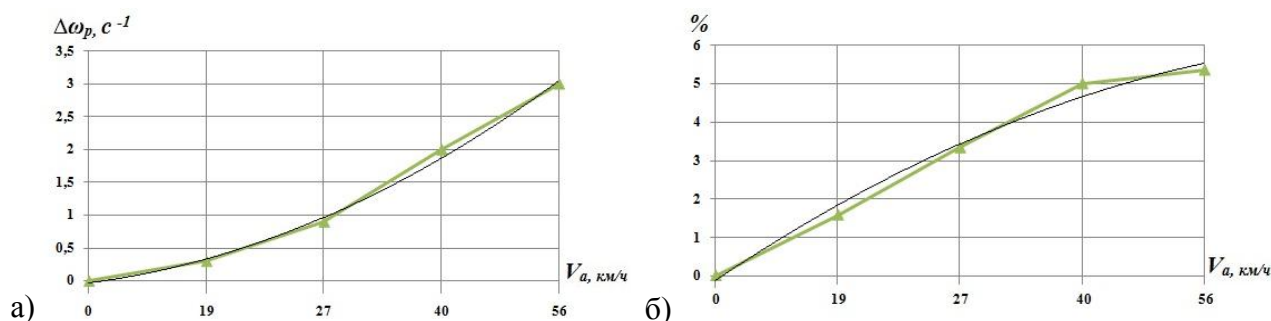


Рисунок 4. Графики изменения погрешности измерения с помощью ролика следящей системы угловой скорости колеса автомобиля от начальной скорости затормаживания: погрешность, выраженная как относительная разность значений угловых скоростей ω_p , измеренных с помощью штатного датчика и ролика следящей системы (а); погрешность, выраженная в процентах (б)

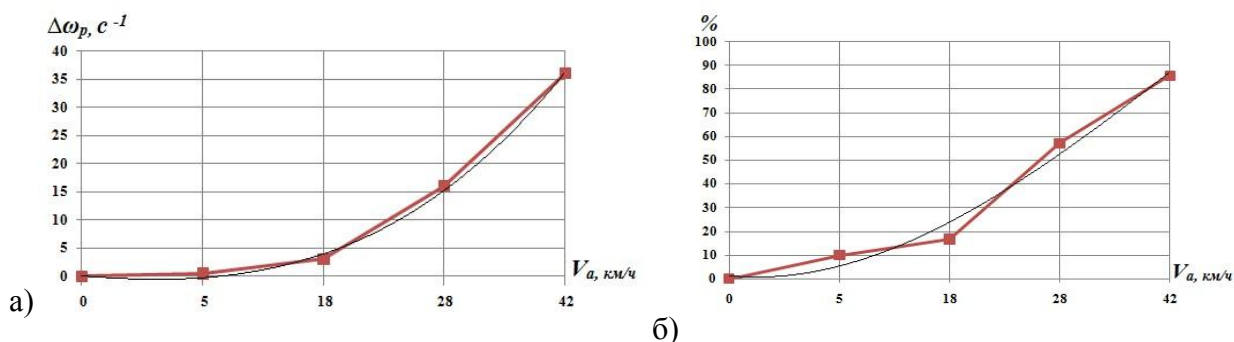


Рисунок 5 - Графики изменения погрешности измерения с помощью ролика следящей системы угловой скорости колеса автомобиля, при его растормаживании и последующем выбеге без воздействия на педаль газа: погрешность, выраженная как относительная разность значений угловых скоростей ω_p , измеренных с помощью штатного датчика и ролика следящей системы (а); погрешность, выраженная в процентах (б)

Заключение

1. Существующие системы измерения угловой скорости колес АТС на стендах с беговыми барабанами несовершенны и имеют существенные недостатки;
2. Наиболее перспективным направлением решения задачи повышения точности измерения угловой скорости колес АТС на стендах с беговыми барабанами следует считать применение бесконтактных (в том числе лазерных) методов измерений [1].

Библиография

1. Федотов, А.И., Хамуев А. А. Совершенствование системы измерения скорости вращения колес автомобиля на диагностических стендах с беговыми барабанами // Вестник ИрГТУ. – 2014. – № 12. – С. 63–71.

УДК 621.833.51

СТРУКТУРНЫЙ СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРЕОБРАЗОВАНИЯ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ В ВОЗВРАТНО-ВРАЩАТЕЛЬНОЕ*

Приходько А.А.*, Смелягин А.И.**

*Кубанский государственный технологический университет,
Россия, Краснодар, *sannic92@gmail.com, **asmelyagin@yandex.ru*

Рассматривается задача структурного синтеза планетарных механизмов для преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное. В соответствии с условиями синтеза и полученными решениями разработаны планетарные передачи с внутренним и внешним зацеплением, имеющие в своем составе эллиптические зубчатые колеса. Созданные механизмы являются компактными и надежными, и могут применяться в приводах машин различного технологического назначения.

Ключевые слова: *структурный синтез, структурная математическая модель, планетарный механизм, эллиптические зубчатые колеса.*

STRUCTURAL SYNTHESIS OF PLANETARY CONVERTERS OF ROTATIONAL MOTION INTO ROTATIONALLY RECIPROCATING MOTION

Prikhodko A.A.*, Smelyagin A.I.**

*Kuban State Technological University, Russia, Krasnodar,
*sannic92@gmail.com, **asmelyagin@yandex.ru*

The problem of structural synthesis of planetary gears for transformation of rotational motion into reciprocating-rotational motion is considered. In accordance with the synthesis conditions and the obtained solutions there are designed planetary mechanisms with internal and external toothing having in its composition elliptic gearwheels. The created mechanisms are compact and reliable, and can be used in the machine drives of various technological purposes.

Key words: *structural synthesis, structural mathematical model, planetary mechanism, elliptical gearwheels.*

* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-31-00256

Введение

Механические преобразователи движения широко используются в системе приводов машин различного технологического назначения [1, 2]. Преобразование вращательного движения в возвратно-вращательное чаще всего осуществляется с помощью шарнирных четырехзвенников и кулисных механизмов. Их основными недостатками являются большие габариты и сложность уравнивания. В кулисных механизмах имеется поступательная кинематическая пара, передающая основное усилие, что приводит к снижению надежности приводов, передающих большие нагрузки.

Планетарные передачи лишены указанных недостатков, поэтому проведем структурный синтез таких механизмов преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное. Для определения состава звеньев и кинематических пар, из которых будет состоять проектируемое устройства, используем структурную математическую модель механизмов и машин с замкнутыми кинематическими цепями [3]:

$$\left\{ \begin{array}{l} p = \frac{1}{2} \left(\sum_{t=T-j}^2 t n_t + S \right); \\ n = \sum_{t=T-j}^2 n_t; \\ W = \sum_{i=1}^{\Pi-1} i p_i - k \Pi; \\ k = p - n; \\ p = \sum_{i=1}^{\Pi-1} p_i; \\ T \leq k + 1, \end{array} \right. \quad (1)$$

где n – общее число подвижных звеньев; n_t – число подвижных звеньев с t вершинами; p – общее число кинематических пар; p_i – число кинематических пар i -той подвижности; T – количество вершин базового звена; k – число независимых замкнутых контуров; Π – подвижность пространства, в котором синтезируется механизм; S – число присоединений к стойкам; i, j – целочисленные индексы.

Структурный синтез планетарных исполнительных механизмов

С целью образования простых и компактных структурных схем примем следующие начальные условия синтеза. Механизм должен иметь одну степень свободы ($W=1$), существовать в трехподвижном пространстве ($\Pi=3$), состоять из двух независимых замкнутых контуров ($k=2$), включать в себя одно- (p_1) и двухподвижные (p_2) кинематические пары. Структурная математическая модель (1) после подстановки в нее условий синтеза примет вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} p = \frac{1}{2} (3n_3 + 2n_2 + S); \\ n = n_3 + n_2; \\ 1 = 2p_2 + p_1 - 2 \cdot 3; \\ 2 = p - n; \\ p = p_1 + p_2; \\ T \leq 3. \end{array} \right. \quad (2)$$

Целочисленными корнями модели (2) являются следующие значения:

$$p_1=1, p_2=3, p=4, n_3=1, n_2=1, n=2, S=3; \quad (3)$$

$$p_1=3, p_2=2, p=5, n_3=1, n_2=2, n=3, S=3; \quad (4)$$

$$p_1=5, p_2=1, p=6, n_3=1, n_2=3, n=4, S=3; \quad (5)$$

$$p_1=7, p_2=0, p=7, n_3=1, n_2=4, n=5, S=3. \quad (6)$$

Анализ полученных решений показывает, что для синтеза устройства с более простой и надежной конструкцией количество двухподвижных кинематических пар не должно превышать двух ($p_2 \leq 2$), а общее число кинематических пар должно быть не более пяти ($\sum p \leq 5$). Поставленному условию отвечает решение (4), которому соответствуют двухрядные планетарные передачи. Применение только цилиндрических зубчатых колес в предлагаемых механизмах не позволяет реализовать возвратно-вращательное движение выходного вала, поэтому заменим их на эллиптические (рис. 1).

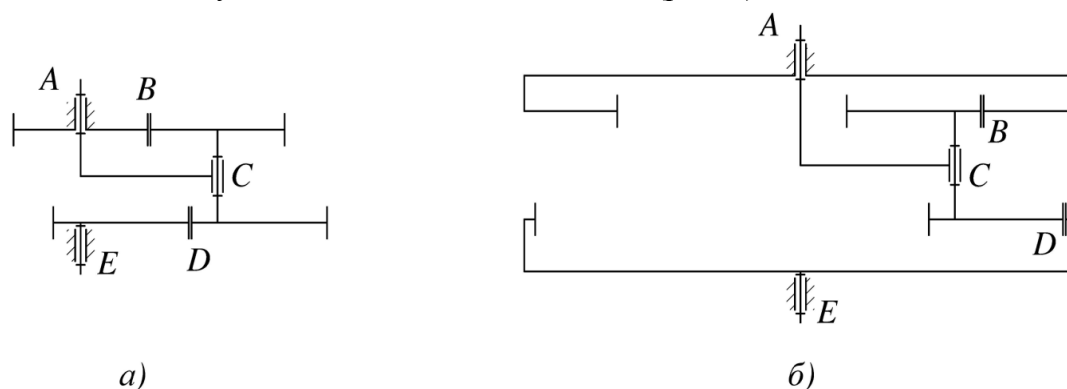


Рисунок 1 – Структурные схемы планетарных механизмов с эллиптическими зубчатыми колесами: а – с внешним зацеплением; б – с внутренним зацеплением

Предложенные механизмы с внешним и внутренним зацеплением имеют в своем составе: три одноподвижные (A, C, E) и две двухподвижные кинематические пары (B, D); одно трехвершинное (звено 2) и два двухвершинных звена (звенья 1, 3); три присоединения к стойке 0 ($S=3$). Таким образом, разработанные схемы полностью соответствуют решению (4).

В результате проведенного кинематического анализа [4, 5] планетарного механизма с внешним зацеплением (рис. 1, а) установлено, что благодаря переменному передаточному отношению эллиптических зубчатых колес обеспечивается возвратно-вращательное движение выходного вала. В механизмах с внутренним зацеплением (рис. 1, б) данный вид движения также обеспечивается за счет переменного передаточного отношения, при этом центроиды колеса с внутренними зубьями и количество циклов за один оборот входного вала определяются межосевым расстоянием a (рис. 2).

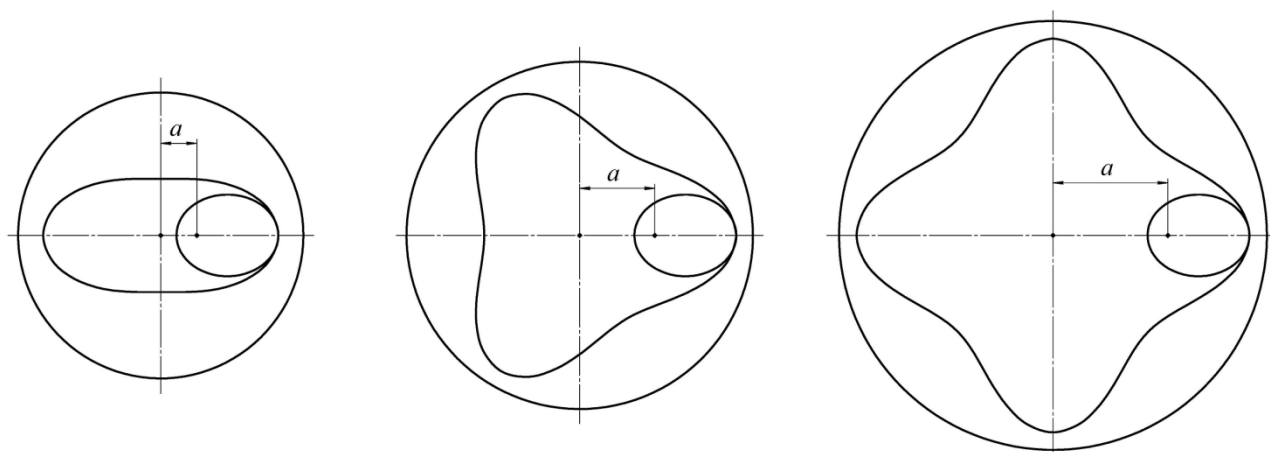


Рисунок 2 – Центроиды некруглых зубчатых колес с внутренним зацеплением

Планетарные передачи некруглыми зубчатыми колесами с внутренним зацеплением обладают повышенной несущей способностью и плавностью хода, а также меньшими габаритами по сравнению с механизмами с внешним зацеплением.

Синтезированные преобразователи движения с эллиптическими зубчатыми колесами можно широко применять в машинах и механизмах различного технологического назначения: качающихся конвейерах и камнедробилках; полиграфических и текстильных машинах; механизмах нефтяных станков-качалок; цикловых технологических машинах-автоматах, манипуляторах, мобильных роботах с шагающими движителями; а также во многих других приборах и машинах. Одним из перспективных направлений для практического применения является использование механизма в системе привода перемешивающего устройства (рис. 3).

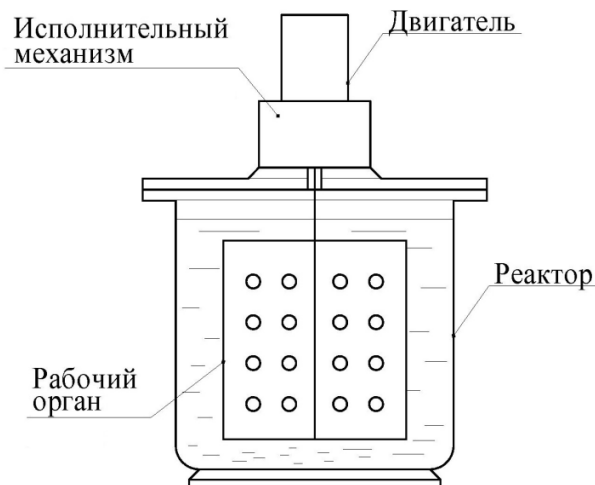


Рисунок 3 – Схема привода возвратно-вращательного перемешивающего устройства

В предложенном перемешивающем устройстве вращательное движение двигателя преобразуется в возвратно-вращательное движение рабочего органа. Это приводит к повышению градиента скоростей обрабатываемой среды, интенсификации теплообмена и ликвидации застойных зон [6, 7].

Заключение

Таким образом, синтезированы структурные схемы планетарных передач с эллиптическими зубчатыми колесами, в которых вращательное движение входного вала преобразуется в возвратно-вращательное движение выходного. Разработанные механизмы являются более компактными по сравнению с рычажными, легко уравниваются, а соосность входного и выходного валов позволяет упростить конструирование новых машин на базе созданных планетарных механизмов.

Библиография

1. Кожевников С.М., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы. М.: Машиностроение, 1976. – 784 с.
2. Артоблевский И.И. Механизмы в современной технике: Т. 1: Элементы механизмов. Простейшие рычажные и шарнирно-рычажные механизмы. М.: Наука, 1979. – 496 с.
3. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. М.: Инфра-М, 2014. – 263 с.
4. Смелягин А.И., Приходько А.А. Структура и кинематика планетарного преобразователя вращательного движения в возвратно-вращательное // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2016. – № 6. – С. 19–24.
5. Приходько А.А., Смелягин А.И. Кинематический анализ планетарного зубчатого механизма преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2016. – № 12. – С. 21–27.

6. Пат. 152110 Российская Федерация, МПК7 B01F 7/16. Перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. технол. ун-т. – № 2015103695/05; заявл. 04.02.2015; опубл. 10.05.2015, Бюл. № 13. – 2 с.

7. Смелягин А.И., Приходько А.А. Кинематический анализ сложного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства // Наука. Техника. Технологии (Политехнический вестник). – 2014. – № 4. – С. 79–86.

УДК 66.063.8+621.833.51

ДИНАМИКА ПЛАНЕТАРНОГО ПРИВОДА ВОЗВРАТНО-ВРАЩАТЕЛЬНОГО ПЕРЕМЕШИВАЮЩЕГО УСТРОЙСТВА*

Приходько А.А.*, Смелягин А.И.**

*Кубанский государственный технологический университет,
Россия, Краснодар, *sannic92@gmail.com, **asmelyagin@yandex.ru*

Представлен динамический анализ возвратно-вращательного перемешивающего устройства (ВВПУ) с планетарным приводом. Исследование законов движения проводилось при различных углах и частотах колебаний рабочего органа. Для уменьшения неравномерности движения вала двигателя проведен расчет маховика. Проведенные исследования динамики могут использоваться при проектировании и расчете планетарного привода перемешивающего устройства.

Ключевые слова: динамический анализ, одномассовая динамическая модель, планетарный механизм, эллиптические зубчатые колеса.

DYNAMICS OF THE ROTATIONALLY RECIPROCATING STIRRED TANK PLANETARY DRIVE

Prikhodko A.A.*, Smelyagin A.I.**

*Kuban State Technological University, Russia, Krasnodar
*sannic92@gmail.com, **asmelyagin@yandex.ru*

Dynamic analysis of the reciprocating rotational stirred tank (RRST) with a planetary drive is presented. Investigation of the laws of motion was carried out at various angles and frequencies of oscillations of the impeller. To reduce the uneven motion of the motor shaft, the flywheel is calculated. Studies of the dynamics may be used in the design and calculation of the planetary drive of the stirring device.

Key words: dynamic analysis, single-mass dynamic model, planetary mechanism, elliptical gearwheels.

Введение

Перемешивающие устройства широко применяются в химической, пищевой, нефтеперерабатывающей, машиностроительной и многих других отраслях промышленности [1]. Анализ научной и патентной литературы показывает, что традиционные и наиболее распространенные в промышленности аппараты с вращательным движением рабочего органа не позволяют реализовать высокую интенсивность перемешивания [2, 3]. В этих устройствах угловая скорость рабочего органа является постоянной величиной, поэтому с течением времени скорости движения перемешиваемой среды и рабочего органа уравниваются, что приводит к низкой интенсивности тепломассообмена. Для повышения производительности

* Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 18-31-00256

перемешивающих устройств необходимо изменять скорость и направление вращения рабочих органов. Поэтому одной из актуальных задач является разработка и исследование принципиально новых исполнительных механизмов, обеспечивающих высокий перепад скоростей перемешиваемой среды.

В [4] предложена схема привода возвратно-вращательного перемешивающего устройства (ВВПУ) (рис. 1, а). Исполнительный механизм преобразует вращательное движение вала электродвигателя в возвратно-вращательное движение рабочего органа и представляет собой планетарную передачу с эллиптическими зубчатыми колесами (рис. 1, б).

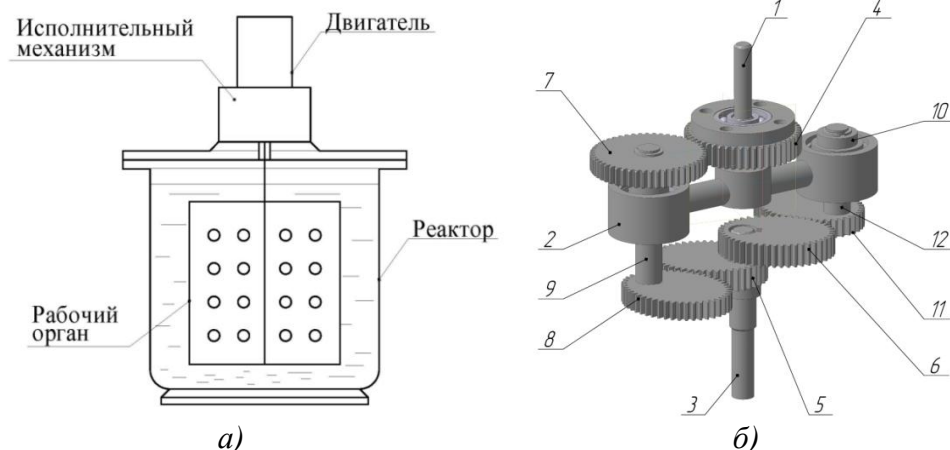


Рисунок 1. Схема привода перемешивающего устройства (а) и конструкция исполнительного механизма (б):

1 – входной вал, 2 – водило, 3 – выходной вал, 4 – солнечное зубчатое колесо, 5, 6 – эллиптические зубчатые колеса, 7 – цилиндрическое колесо первого сателлита, 8 – эллиптическое колесо первого сателлита, 9 – вал первого сателлита, 10 – противовес, 11 – эллиптическое колесо второго сателлита, 12 – вал второго сателлита

Предложенное устройство позволяет добиться высокого градиента скоростей перемешиваемой среды, что приведет к увеличению интенсивности тепло и массообмена.

Геометрия эллиптических зубчатых колес планетарного механизма и нелинейность приложенной нагрузки будут приводить к неравномерности вращения вала двигателя. Для оценки неравномерности движения и её снижения построим и проанализируем динамическую модель ВВПУ.

Построение динамической модели

Планетарный исполнительный механизм перемешивающего устройства имеет одну степень свободы [4] и его звенья жестко связаны между собой, поэтому для решения поставленной задачи за звено приведения принимается входной вал 1. Тогда одномассовая динамическая модель ВВПУ примет вид (рис. 2).

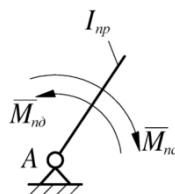


Рисунок 2. Одномассовая динамическая модель ВВПУ:

I_{np} – приведенный момент инерции, M_{no} – приведенный движущий момент;
 M_{nc} – приведенный момент сил сопротивления

Для рассматриваемого привода ВВПУ дифференциальное уравнение движения имеет вид:

$$\frac{\omega_1^2}{2} \cdot \frac{dI_{np}}{d\varphi_1} + \varepsilon_1 \cdot I_{np} = M_{no} - M_{nc} \quad (1)$$

где: φ_1 , ω_1 , ε_1 – угол поворота, угловая скорость и угловое ускорение начального звена;
 $I_{np} = \sum_{i=1}^n m_i S_i'^2 + \sum_{i=1}^n I_{s_i} \varphi_i'^2$ – приведенный к начальному звену момент инерции; $M_{nc} = M_c \cdot \varphi_3'$ –
 приведенный момент сопротивления; M_{nd} – приведенный момент двигателя.

Для расчета момента сил сопротивления, в соответствии с [5], используется следующая формула:

$$M_c = \frac{n}{3} B_{\text{лин}} \cdot \omega_{po} \cdot l_{po} \cdot h_x^3 + \frac{n}{4} B_{\text{кв}} \cdot \omega_{po}^2 \cdot l_{po} (h_{po}^4 - h_x^4), \quad (2)$$

где $B_{\text{лин}}$, $B_{\text{кв}}$ – коэффициенты линейного и квадратичного сопротивления; ω_{po} – угловая скорость рабочего органа; n – количество лопастей на рабочем органе; h_{po} , l_{po} – ширина и длина лопасти.

Анализ динамики перемешивающего устройства

Проведем анализ динамической модели перемешивающего устройства со следующими параметрами [6] (номера звеньев соответствуют рис. 1): $I_{d6}=100 \text{ г} \cdot \text{см}^2$ (двигатель); $I_1=9.8 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_2=1233 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_3=30.4 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_5=I_6=627 \text{ г} \cdot \text{см}^2$; $I_7=400 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_7=0.1 \text{ кг}$; $I_8=I_{11}=564 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_8=m_{11}=0.09 \text{ кг}$; $I_9=19.2 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_9=0.04 \text{ кг}$; $I_{10}=350 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_{10}=0.09 \text{ кг}$; $I_{12}=25 \text{ г} \cdot \text{см}^2$, $m_{12}=0.05 \text{ кг}$; $I_{po}=15 \text{ г} \cdot \text{см}^2$.

В результате решения уравнения (1) определены зависимости $\omega_1(\varphi_1)$ для различных режимов (рис. 2, а).

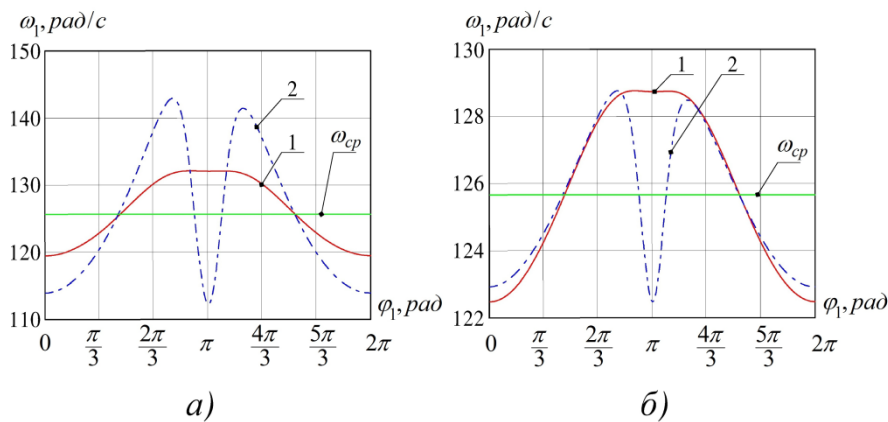


Рисунок 2. Графики функций $\omega_1(\varphi_1)$ без маховика (а) и с учетом маховика (б) при различных режимах: 1 – $f=20 \text{ Гц}$, $\alpha = 60^\circ$, 2 – $f=20 \text{ Гц}$, $\alpha = 150^\circ$

Как видно из графиков, угловая скорость звена приведения не является постоянной величиной и колеблется вокруг среднего значения. Во всех рассмотренных режимах коэффициент неравномерности вращения превышает допустимое значение $[\delta] = 0.05$. Для снижения колебаний скорости проведем расчет момента инерции маховика [7]:

$$I_{\text{мах.}} = \frac{C_{\text{max}} - C_{\text{min}}}{[\delta] \cdot \omega_{cp}^2}, \quad (3)$$

где $C_{\text{max}} = \max \left[\Delta T - \frac{1}{2} I_{np} \omega_{cp}^2 (1 + [\delta]) \right]$, $C_{\text{min}} = \min \left[\Delta T - \frac{1}{2} I_{np} \omega_{cp}^2 (1 - [\delta]) \right]$.

Исследования показали, что момент инерции маховика не зависит от частоты колебаний f рабочего органа ВВПУ, а зависит только от угла колебаний α . Зависимость $I_{\text{мах.}}(\alpha)$ показана на рисунке 3.

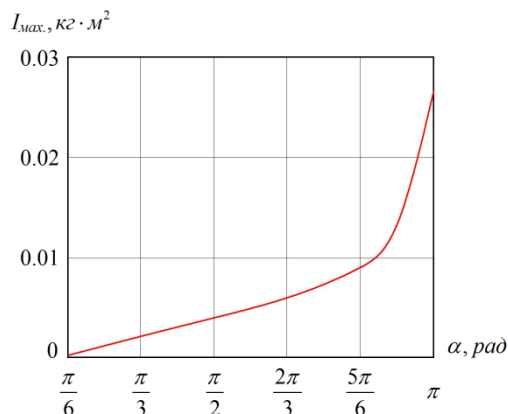


Рисунок 3. График зависимости $I_{\text{мах.}}(\alpha)$

Анализ графика на рисунке 3 показывает, что с увеличением угла колебаний рабочего органа увеличивается момент инерции маховика. Зависимости $\omega_1(\varphi_1)$ с учетом установки маховика показаны на рисунке 2, б. Как видно из графиков, установка маховика снизила неравномерность вращения звена привода до допустимых значений.

Заключение

В работе построена и исследована одномассовая динамическая модель привода возвратно-вращательного перемешивающего устройства для лабораторного стенда [6]. Проведенные исследования динамики могут использоваться при проектировании и расчете приводов, в составе которых используется планетарный механизм с эллиптическими зубчатыми колесами.

Библиография

1. Брагинский Л.Н., Бегачев В.И., Барабаш В.М. Перемешивание в жидких средах: Физические основы и инженерные методы расчета. Л.: Химия, 1984. – 336 с.
2. Пат. 152110 Российская Федерация, МПК⁷ B01F 7/16. Перемешивающее устройство / Приходько А.А., Смелягин А.И.; заявитель и патентообладатель Кубанский гос. технол. ун-т. – № 2015103695/05; заявл. 04.02.2015; опубл. 10.05.2015, Бюл. № 13. – 2 с.
3. Смелягин А.И., Приходько А.А. Кинематический анализ сложного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства // Наука. Техника. Технологии (Политехнический вестник). – 2014. – № 4. – С. 79–86.
4. Приходько А.А., Смелягин А.И. Уравновешивание планетарного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства // Проблемы машиностроения и автоматизации. – 2016. – № 4. – С. 62-67.
5. Приходько А.А., Смелягин А.И. Определение момента сопротивления среды на рабочем органе возвратно-вращательного перемешивающего устройства // Инновации в машиностроении: Сборник трудов VII Международной научно-практической конференции. – Кемерово: Изд-во КузГТУ, 2015. – С. 516-519.
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. Смелягин А.И. Теория механизмов и машин. М.: Инфра-М, 2014. – 263 с.

УДК 621.835:837

**УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ СО СЛОЖНЫМ ДВИЖЕНИЕМ
ВЕДУЩЕГО ЗВЕНА ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА:
КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ**

Середа Н.А.

*Калининградский государственный технический университет,
Россия, Калининград, seredanal@mail.ru*

В статье дано описание структуры и принципа работы устройств, применяемых при перемещении изделий. Такие технологические машины объединены общим признаком – наличием сложного движения ведущего звена исполнительного механизма. Получены законы движения ведущего звена исполнительного механизма в аналитическом виде. По приведенным законам движения выполнен сравнительный анализ конструкций устройств перемещения изделий.

Ключевые слова: *устройство, перемещение изделий, кинематический анализ, функция положения, параметры*

**DEVICE FOR MOVING PRODUCTS WITH A COMPLEX MOVEMENT OF THE
LEADING LINK OF THE ACTUATOR: KINEMATIC ANALYSIS**

Sereda N.A.

Kaliningrad State Technical University, Russia, Kaliningrad, seredanal@mail.ru

The article describes the structure and principle of operation of devices used in the movement of products. Such technological machines are United by a common feature - the presence of a complex movement of the leading link of the Executive mechanism. Laws of motion of the leading link of the Executive mechanism in an analytical form are received. According to the given laws of motion the comparative analysis of designs of devices of movement of products is executed.

Key words: *Device, Movement of products, Kinematic analysis, Position function, Parameters*

Введение

Устройства, анализируемые в данной статье, – технологические машины для перемещения изделий [1–3]. Функциональное назначение таких машин – механизация простых вспомогательных операций, связанных с перемещением изделий. При выполнении таких вспомогательных операций траектория перемещения изделий, как правило, не изменяется в интервале рабочего хода; ведущее звено исполнительного механизма, несущее рабочий орган, может совершать вращательное, поступательное, поворотное или сложное движения.

Таким образом, механизация простых вспомогательных операций при выполнении технологических процессов – задача, требующая решения. Разработка и исследование устройств для перемещения изделий, выполненных в виде комбинированных механизмов с одним приводом, геометрическим или силовым замыканием рычагов рабочего органа с помощью копира, при условии, что звено, несущее захват для изделия, совершает сложное движение – один из путей решения поставленной задачи.

Основная часть

Приведем описание конструкций и результаты кинематического анализа устройств, применяемых для перемещения изделий. Такие устройства выполнены в виде комбинированного механизма (передаточного и исполнительного), работающего от одного привода. При этом ведущее звено исполнительного механизма кинематически связано с

рабочим органом, выполнено в виде звена, совершающего в интервале кинематического цикла сложное движение.

На рисунке 1, *а* представлена кинематическая схема устройства перемещения изделий. Такое устройство – комбинированный механизм, включающий передаточный и исполнительный механизмы, привод [4].

Передаточный механизм – это кривошипно-кулисный механизм со сложным движением кулисы. Передаточный механизм содержит кривошип 1, кулису 2, пустотелый стержень 3. Кривошип закреплен на валу привода, кулиса шарнирно связана с кривошипом и подвижно сопряжена со стержнем, входящим в кинематическую пару со стойкой.

Исполнительный механизм – рычажно-кулачковый механизм, установленный на пальце 4 кулисы. Исполнительный механизм содержит рычаги 5 и 6, ролики 7 и 8, фигурные пазы 9 и 10. Рычаги жестко связаны с рабочим органом, ролики смонтированы на свободных концах рычагов, пазы выполнены в теле копира.

При ведущем звене – кривошипе 1, кулиса 2 является выходным звеном передаточного механизма и ведущим звеном исполнительного механизма. Кулиса 2, кинематически связанная с рабочим органом, совершает в интервале кинематического цикла сложное движение в следующем сочетании: возвратно-поворотное и возвратно-поступательное.

Принцип работы устройства по рисунку 1, *а* заключается в следующем: при вращении кривошипа 1 звено 2 совершает сложное движение. Такое движение звена 2 генерирует движение рабочего органа – рычагов с губками для захвата изделия. Названные рычаги также совершают сложное движение, а именно: возвратно-поворотное и возвратно-поступательное вместе со звеном 2 и возвратно-поворотное относительно звена 2.

На рисунке 1, *б* приведена кинематическая схема устройства перемещения изделий, разработанного автором [5]. Устройство – комбинированный механизм, содержащий передаточный и два исполнительных механизма, привод [2].

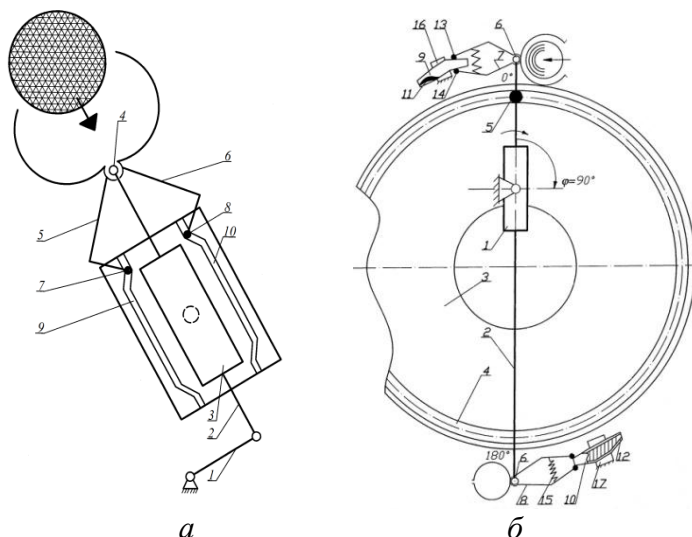


Рисунок 1 – Кинематические схемы устройств для перемещения изделий [2]

Передаточный механизм – рычажно-кулачковый механизм. Он включает стержень 1, двуплечее звено 2 и копир 3. Стержень связан с валом привода, звено 2 подвижно сопряжено со стержнем. Копир 3 – плита с пазом 4 для взаимодействия с роликом 5.

Каждый исполнительный механизм – рычажно-кулачковый механизм, смонтированный на пальце 6 двуплечего звена 2. Исполнительный механизм содержит рычаги 7 и 8, раздвижные клинья 9 и 10 с фигурными пазами 11 и 12 на их боковинах, ролики 13 и 14. Рычаги жестко связаны с рабочим органом, ролики установлены на свободных концах рычагов, они предназначены для взаимодействия с пазами клиньев. Рычаги снабжены пружиной 15.

Раздвижные клинья смонтированы в позициях «подача» и «выдача» изделий и закреплены на стойках 16 и 17.

При ведущем звене – стержне 1, двуплечее звено 2 является выходным звеном передаточного механизма и ведущим звеном исполнительного механизма. Двуплечее звено, несущее два рабочих органа, совершает в интервале кинематического цикла сложное движение в следующем сочетании: вращательное движение вокруг оси вала привода и возвратно-поступательное.

При работе привода устройства по рисунку 1, б стержень 1 совершает вращательное движение, звено 2 – сложное движение. Посредством звена 2 генерируется сложное движение рабочего органа – рычагов с губками для изделия. Рычаги совершают сложное движение в следующем сочетании: вращательное и возвратно-поступательное со звеном 2, возвратно-поворотное относительно звена 2 при подходе к позициям «подача» и «выдача» изделий.

Представим результаты кинематического анализа устройств для перемещения изделий (рисунок 1, а и б). Кинематический анализ проведен по аналитическим зависимостям – функция положения и первая геометрическая передаточная функция (таблица 1).

Таблица 1 – Аналитические зависимости для выполнения кинематического анализа комбинированных механизмов

Устройство для передачи изделий	Параметр
См. рисунок 1, а	Функция положения звена 2 в его поворотном движении: $П(\phi) = \arcsin\left(\frac{l_1 \cdot \sin(\phi)}{\sqrt{A}}\right)$
	Первая геометрическая передаточная функция: $П'(\phi) = \frac{d\beta}{d\phi} = \frac{l_1 \cdot (A \cdot \cos(\phi) - l_0 \cdot l_1 \cdot \sin^2(\phi))}{A \cdot \sqrt{A - l_1^2 \cdot \sin^2(\phi)}}$
См. рисунок 1, б	Функция положения звена 2 в его поступательном движении: $П(\phi) = \sqrt{l_0^2 + R^2 - 2 \cdot l_0 \cdot R \cdot \cos\left(\phi - \arcsin\left[\frac{l_0 \cdot \sin(\phi)}{R}\right]\right)} - r_0$
	Первая геометрическая передаточная функция $П'(\phi) = \frac{l_0 \cdot R \cdot \sin\left(\phi - \arcsin\left[\frac{l_0 \cdot \sin(\phi)}{R}\right]\right) \cdot \left(1 - \frac{l_0 \cdot \cos(\phi)}{\sqrt{R^2 - l_0^2 \cdot \sin^2(\phi)}}\right)}{\sqrt{l_0^2 + R^2 - 2 \cdot l_0 \cdot R \cdot \cos\left(\phi - \arcsin\left[\frac{l_0 \cdot \sin(\phi)}{R}\right]\right)}}$

В таблице 1 приняты обозначения: l_1 – длина кривошипа 1; A – длина части звена 2, т. е. расстояние между точками шарнирной связи кривошипа и кулисы, стержня и стойки, при этом $A = \sqrt{l_0^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_1 \cdot \cos(\phi)}$; l_0 – межцентровое расстояние; ϕ – угол поворота звена 1; R – расстояние от оси копира до средней линии его паза; r_0 – расстояние от оси вала привода до средней линии паза копира.

Анализ рисунка 1, а и аналитических зависимостей таблицы 1 позволил установить, что функция положения звена 2 в его поворотном движении максимальна на границах

интервалов рабочего и холостого ходов, т. е. в положении передаточного механизма, когда продольные оси кривошипа 1 и звена 2 перпендикулярны. Первая геометрическая передаточная функция этого звена максимальна в середине интервала рабочего хода (продольные оси кривошипа 1 и звена 2 вытянуты в одну линию) и минимальна в середине интервала холостого хода.

Из рисунка 1, б и аналитических зависимостей таблицы 1 следует, что функция положения звена 2 в его поступательном движении минимальна и максимальна соответственно в начале и конце рабочего хода одного из исполнительных механизмов. Первая геометрическая передаточная функция этого звена положительна при изменении угла ϕ от 0° до 180° , состоит из возрастающих и убывающих участков; отрицательна при $\phi > 180^\circ$ и включает возрастающую и убывающую части.

Заключение

1. Создание устройств для перемещения изделий в виде комбинированных механизмов с одним приводом, геометрическим или силовым замыканием рычагов рабочего органа с помощью копира, при условии, что звено, несущее захват для изделия, совершает сложное движение – один из путей решения задачи механизации простых вспомогательных операций.

2. Приведены описание конструкций и принципа работы устройств для перемещения изделий; результаты анализа функций положения и первых геометрических передаточных функций, полученных в аналитическом виде для идеальной кинетостатической модели передаточного механизма каждого устройства.

Библиография

1. *Крайнев А.Ф.* Удивительная механика. – М.: Машиностроение, 2003. – 120 с.
2. *Крайнев А.Ф.* Машиноведение на языке схем, рисунков и чертежей. Книга 1. Технологии, машины и оборудование. – М.: Изд. дом «Спектр», 2010. – 296 с.
3. *Крайнев А.Ф.* Механизмы машин. Функция, структура, действие. – М.: Изд. дом «Спектр», 2016. – 176 с.
4. Устройство типа «Рука» для передачи изделий / Горлатов А.С.: пат. 2191107 Рос. Федерация. № 2002101571/02; заявл. 14.01.2002; опубл. 20.10.2002. Бюл. № 29. – 4 с.
5. Манипулятор для передачи изделий / Горлатов А. С., Середа Н. А.: пат. 2376130 Рос. Федерация. № 2008122804/02; заявл. 05.06.2008; опубл. 20.12.2009. Бюл. № 35. – 5 с.

УДК 621.835:837

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ИЗДЕЛИЙ С ПРИВОДОМ КОЛЕБАТЕЛЬНОГО ТИПА: ОБЗОР И АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ

Середа Н.А.

*Калининградский государственный технический университет,
Россия, Калининград, seredanal@mail.ru*

В статье дано описание структуры и принципа работы механизмов для перемещения изделий с приводом колебательного типа. Такие устройства объединены общим признаком – наличием привода колебательного типа. Выполнен анализ достоинств и недостатков конструкций механизмов для перемещения изделий с точки зрения использования их в технологических линиях пищевых производств.

Ключевые слова: *структура механизмов, перемещение изделий, привод колебательного типа, анализ конструкций*

MECHANISMS FOR TRANSFERRING GOODS WITH THE DRIVE OF THE OSCILLATORY TYPE: REVIEW AND ANALYSIS OF MACHINE DESIGNS

Sereda N.A.

Kaliningrad State Technical University, Russia, Kaliningrad, seredanal@mail.ru

The article describes the structure and principle of operation of mechanisms for the movement of products with the drive of oscillatory type. Such devices are combined by a common feature - the presence of the drive oscillating type. The analysis of advantages and disadvantages of structural mechanisms for moving products from the point of view of their use in the production lines of food production.

Key words: *Structure of mechanisms, Movement of goods, Drive of the oscillatory type, Analysis of machine designs*

Введение

Процессы в технологических линиях легкой и пищевой промышленности являются многооперационными, состоят из основных и вспомогательных операций. К вспомогательным операциям относят сравнительно простые операции, связанные с перемещением объектов производства между позициями в отдельной машине, перемещением изделий между машинами в технологической линии. Вспомогательные операции, в отличие от основных, механизированы недостаточно.

Средства механизации основных и вспомогательных операций – роботы, манипуляторы и автооператоры – содержат механизмы перемещения и поворота, механизм захвата, каждый механизм снабжен своим приводом [1, 2]. В настоящее время расширение функциональных возможностей роботов и манипуляторов – один из путей совершенствования таких машин. Применение роботов и манипуляторов в качестве средств механизации простых вспомогательных операций невыгодно из-за большой их стоимости.

Средства механизации вспомогательных операций – устройства для передачи изделий – выполнены в виде комбинированных механизмов с одним приводом, геометрическим или силовым замыканием рычагов с губками для изделий с помощью копира [3, 4]. Звено, несущее рабочий орган, в интервале кинематического цикла может совершать возвратно-поворотное, поступательное, вращательное и сложное движения.

В качестве средств механизации вспомогательных операций применяют механизмы перемещения изделий с приводом колебательного типа. Они содержат два звена: неподвижное и подвижное, аккумулятор механической энергии, устройства фиксации (расфиксации) подвижного звена на жесткие упоры, устройства добавления в привод энергии, систему управления. Подвижное звено переносит захват с изделием и может совершать возвратно-поступательное и вращательное движения.

Основная часть

В основной части статьи рассмотрим известные конструкции механизмов перемещения изделий с приводом колебательного типа, выполним их анализ.

Известно устройство для переноса и разделения деталей [5]. Устройство включает: подвижное звено, связанное с приводом и несущее захват для деталей. Это звено подпружинено посредством упругих элементов к неподвижному основанию. На основании укреплены фиксаторы крайних положений подвижного звена. Фиксаторы смонтированы в двух зонах: «подача» и «выдача» деталей и представляют собой защелки, взаимодействующие с ответной частью, жестко закрепленной на подвижном звене. Количество фиксаторов равно числу типоразмеров перемещаемых деталей.

Для хорошего функционирования подпружиненного механизма по патенту [5] имеется приемник деталей с отделениями, расположенными на разных уровнях. Таким образом,

основой для разработки такого механизма для перемещения и разделения деталей явилась зависимость величины перемещения от массы деталей.

Принцип работы устройства по патенту [5] заключается в следующем. Предположим, что звено, несущее захват с деталью, перед началом движения расположено в крайнем правом положении. Фиксатор находится в зацеплении с соответствующей ему ответной частью. Упругие элементы обладают запасом потенциальной энергии, привод отключен. Далее выполняют расфиксацию звена, несущего захват с изделием, включают привод. Под действием упругих элементов, потенциальная энергия которых переходит в кинетическую энергию звена с захватом, упомянутое звено начинает интенсивный разгон. Звено, несущее захват с деталью, при подходе к крайнему левому положению совершает интенсивное торможение, так как его кинетическая энергия переходит в потенциальную энергию упругих элементов. Далее это звено фиксируется, а захват для изделий разжимается, переносимая деталь попадает в приемник предметов.

Отметим, что принцип работы устройств, конструкции которых рассмотрены далее, аналогичен принципу работы, описанному выше.

Достоинством устройства по [5] является снижение энергозатрат на процесс перемещения и разделения деталей. Отметим, что отказ в работе устройства может произойти в случае отклонения массы деталей от расчетного значения.

Рассмотрим конструкцию устройства для перемещения предметов между двумя конечными положениями – механическую руку по патенту [6]. Такое устройство содержит: рычаг, несущий схват для предметов и упругий элемент. Рычаг и упругий элемент шарнирно связаны с неподвижным основанием. Упругий элемент одним концом укреплен на рычаге, а другим – на основании.

Достоинством устройства по патенту [6] является его простота – в качестве передаточного механизма используется одно звено, подпружиненное к неподвижному основанию.

Устройство перемещения рабочего органа [7] содержит основание, выполненное в виде стойки, два подвижных звена в виде ползунов, подпружиненных друг к другу. На основании смонтирована планка с прорезями, являющаяся ответной частью фиксаторов. Сами фиксаторы укреплены на подвижных звеньях, связаны с выходным элементом двигателя – электромагнитом. Имеется блок управления.

В таком устройстве компенсация потерь энергии при перемещении подвижного звена происходит посредством энергии электромагнита, связанного с подвижной частью фиксаторов. При неблагоприятном значении угла наклона поверхности прорези к планке в такой конструкции может возникнуть заклинивание элементов фиксатора. Неподвижное основание устройства в процессе движения рабочего органа испытывает знакопеременные нагрузки.

Известен привод перемещения исполнительного органа робота [8]. Исполнительный орган робота выполнен в виде руки, несущий схват с изделием. Рука смонтирована на стойке с возможностью возвратно-поступательного движения. На стойке укреплены фиксаторы крайних и промежуточных положений руки. Каждый фиксатор содержит вспомогательный упор, обеспечивающий мгновенную остановку руки, а также защелки, взаимодействующие с ответной частью – прорезью, выполненной в основном упоре. Основной упор смонтирован на руке, такой упор снабжен упругими элементами, выполненными в виде пружин сжатия.

Привод перемещения исполнительного органа робота отличается возможностью регулировки положений основного и вспомогательного упоров в двух направлениях: в направлении перемещения руки и перпендикулярно ему. Это обстоятельство способствует расширению технологических возможностей исполнительного органа робота.

Устройство для перемещения объектов производства из позиции в позицию – резонансная механическая рука по патенту [9] содержит два подвижных звена – основное и дополнительное.

Основное звено шарнирно связано со стойкой и снабжено пружиной растяжения-сжатия. Один конец упомянутой пружины закреплен на подвижном звене, другой – на стойке. Основное звено включает фиксаторы крайних положений и привод поворота.

Дополнительное звено, несущее захват для изделий, шарнирно связано с основным звеном, снабжено фиксаторами крайних положений. Дополнительное звено подпружинено к основному звену упругим элементом, выполненным в виде пружины растяжения-сжатия. Имеются датчики положения и блок управления.

Устройство для перемещения объектов производства из позиции в позицию – резонансная механическая рука характеризуется повышенным быстродействием, а также тем, что силы инерции двух подвижных звеньев довольно полно компенсируются упругими элементами.

Известна конструкция резонансного робота [10], включающего два механизма перемещения.

Механизм перемещения рабочего органа содержит стойку, ползун с захватом для изделий, привод. С двух сторон ползун связан с упругими элементами в виде пружин растяжения-сжатия, свободные концы пружин укреплены на стойке. В конструкции предусмотрены фиксаторы крайних положений ползуна с захватом для изделий.

Механизм перемещения одного из фиксаторов включает стойку, фиксатор, двигатель и самотормозящую передачу. Фиксатор укреплен на стойке, образуя с ней поступательную кинематическую пару. Концевая часть одного из упругих элементов укреплена на подвижном фиксаторе.

Отметим, что наличие механизма перемещения одного из фиксаторов обеспечивает изменение координаты позиционирования ползуна с захватом для изделий. Последнее расширяет технологические возможности резонансного робота.

В резонансном приводе по патенту [11] один конец упругого элемента связан с механизмом, обеспечивающим перемещение этого элемента вместе с подвижным звеном – ползуном, несущим губки для изделий. Такой механизм выполнен в виде блоков, соединенных гибкой связью.

Известна конструкция резонансного привода [12]. Такой привод включает шаговый электродвигатель, систему подвижных звеньев, стойку и гибкий элемент в виде пружины растяжения-сжатия. Упругий элемент укреплен на стойке и на шипе кривошипа. Кривошип через систему подвижных звеньев кинематически связан с ротором электродвигателя. Использование такой конструкции резонансного привода предполагает установку двигателя повышенной мощности, поскольку всю систему подвижных звеньев необходимо выводить из неподвижного состояния. В конструкции резонансного привода по патенту [12] применен нелинейный пружинный аккумулятор.

Заключение

Таким образом, в статье приведено описание структуры и принципа работы механизмов для перемещения изделий с приводом колебательного типа. Выполнен анализ достоинств и недостатков конструкций механизмов для перемещения изделий с точки зрения использования их в технологических линиях пищевых производств.

Библиография

1. *Крайнев А.Ф.* Удивительная механика. – М.: Машиностроение, 2003. – 120 с.
2. *Крайнев А.Ф.* Механизмы машин. Функция, структура, действие. – М.: Изд. дом «Спектр», 2016. – 176 с.
3. Устройство типа «Рука» для передачи изделий / Горлатов А.С.: пат. 2191107 Рос. Федерация. № 2002101571/02; заявл. 14.01.2002; опубл. 20.10.2002. Бюл. № 29. – 4 с.
4. Манипулятор для передачи изделий / Горлатов А. С., Серeda Н. А.: пат. 2376130 Рос. Федерация. № 2008122804/02; заявл. 05.06.2008; опубл. 20.12.2009. Бюл. № 35. – 5 с.

5. Устройство для переноса и разделения деталей / Акинфеев Т.С., Корешкова И.А.: а. с. 1247260; заявл. 19.02.1985; опубл. 30.07.1986. Бюл. № 28. – 2 с.
6. Механическая рука / Бабицкий В.И., Нерубенко Г.П., Акинфеев Т.С., Бедниченко Е.Г.: а. с. 1237413; заявл. 01.04.1982; опубл. 16.06.1986. Бюл. № 22. – 2 с.
7. Устройство для перемещения рабочего органа / В.И. Ляпин, Т.С. Акинфеев: пат. 1541043; заявл. 31.08.1987; опубл. 07.02.1990. Бюл. № 5. – 6 с.
8. Привод перемещения исполнительного органа робота / Акинфеев Т.С.: а. с. 1454685; заявл. 12.11.1982; опубл. 30.01.1989. Бюл. № 4. – 3 с.
9. Резонансная механическая рука / Акинфеев Т.С., Асташев В.К., Фролов К.В.: а. с. 1171306; заявл. 17.08.1982; опубл. 07.08.1985. Бюл. № 29. – 4с.
10. Резонансный робот / Акинфеев Т.С., Беляков В.А., Клименко Ю.Д., Новогранов Б.Н., Петряков В.Г., Сидорко С.Ф., Стожков Б.И.: а. с. 1562129; заявл. 27.06.1988; опубл. 07.05.1990. Бюл. № 17. – 4 с.
11. Резонансный привод / Акинфеев Т.С., Аникин И.А.: а. с. 1770119; заявл. 15.02.1989; опубл. 23.10.1992. Бюл. № 39. – 5 с.
12. Резонансный привод / Акинфеев Т.С., Андреев С.И., Бабицкий В.И.: а. с. 1606784; заявл. 11.03.1986; опубл. 15.11.1990. Бюл. № 42. – 4 с.

УДК 531.8

ОСНОВНЫЕ АКСИОМЫ, ТЕОРЕМЫ И СЛЕДСТВИЯ МЕХАНИКИ

Смелягин А.И.

*Кубанский государственный технологический университет,
Россия, Краснодар, asmelyagin@yandex.ru*

Классическая механика занимается исследованием движения материальных объектов Вселенной. Фундамент современной классической механики построен на идеях и трудах Галилея, Ньютона и Эйлера. По мере углубления наших знаний выяснилось, что аксиомы или законы классической механики Ньютона не абсолютны. Опираясь на современные знания и понятия, в работе формулируются основные аксиомы и следствия, которые моделируют взаимодействия и движения материальных объектов. За основу дальнейших построений моделей движения объектов принято то, что все материальные тела во Вселенной в каждое мгновение находятся как в движении, так и в покое. Приведенные аксиомы позволили изменить терминологию, научные основы и логику построения классической механики.

Ключевые слова: закон, аксиома, принцип, энергия, работа.

MAIN AXIOMS, THEOREMS AND CONSEQUENCES OF MECHANICS

Smelyagin A.I.

Kuban State Technological University, Russia, Krasnodar, asmelyagin@yandex.ru

Classical mechanics is engaged in the study of the motion of the material objects of the universe. The foundation of modern classical mechanics is based on the ideas and writings of Galileo, Newton and Euler. As our knowledge deepened, it became clear that the axioms or the laws of Newton's classical mechanics are not absolute. Based on modern knowledge and concepts, there are formulated the basic axioms and consequences that model the interactions and movements of material objects. The basis for further constructing models of the motion of objects is the fact that all material bodies in the universe at every moment are both in motion and at rest. The above

axioms allowed us to change the terminology, scientific foundations and logic of the construction of classical mechanics.

Key words: law, axiom, principle, energy, work.

Введение

Механика, как наука, строится на законах, аксиомах, принципах, теоремах и основных понятиях, таких как сила, пространство, время, масса. Фундамент современной классической механики построен на идеях и трудах Галилея, Ньютона и Эйлера. В [1-4] отмечается:

- «По мере углубления наших знаний выявляются границы применимости теоретической механики, относительность ее понятий. Выяснилось, что аксиомы или законы классической механики Ньютона не абсолютны»;
- «это не закон (второй закон Ньютона), ибо нет определения силы»;
- законы Ньютона сформулированы для несуществующих в природе материальных точек;
- так называемые основные понятия механики (сила, пространство, время), «смысл которых читателю считается ясным», пока однозначно не определены.

Тем не менее, современная классическая механика, несмотря на то, что со времен Галилея, Ньютона и Эйлера она быстро развивалась, и при этом изменились многие понятия, определения, формулировки, формулы, базируется на «законах», сформулированных в XV-XVII веках. Однако любая развивающаяся наука не может в своей основе иметь законы, представляющие собой «вечные», причем некорректные истины.

Основываясь на современных понятиях и знаниях [5], сформулируем основные аксиомы и следствия взаимодействий и движений материальных объектов.

Аксиомы

1. Вселенная это все то, что существует – весь мир.
2. Вселенная одна, а, следовательно, она консервативна.
3. Вселенная дуальна, то есть все её объекты одновременно движутся и покоятся.
4. Вселенная разнообразна по составу.
5. Материя (вещество, тело, поле) - один из объектов Вселенной.
6. Материя - хранилище вещества и энергии.
7. Масса и энергия Вселенной постоянны.
8. Энергия объектов определяется их видом, составом, массой, состоянием, движением.
9. Все объекты Вселенной взаимодействуют между собой.
10. Взаимодействие материальных объектов равновелики и разнонаправлены.
11. Взаимодействие объектов приводит к изменению их энергии, состояния, движения и совершению работы.
12. Изменение энергии объектов равно совершённой работе.
13. В любое мгновение работа объектов Вселенной равна нулю.

Приведенные аксиомы относятся к любому состоянию и движению материи. Они хорошо согласуются с модифицированными законами диалектики для неживой материи [5].

Именно этими законами диалектики и объясняется то, что все материальные тела во Вселенной одномоментно находятся как в движении, так и в покое. Этим же можно объяснить и широкое применение [1-3] следующих законов, аксиом, принципов и теорем механики: «законы» или аксиомы Ньютона; принцип Даламбера; общее уравнение динамики; общее уравнение статики; принцип освобожденности от связей.

В [5] показано, что эти законы, аксиомы, принципы и теоремы, хоть и считались независимыми, на самом деле являются следствиями.

В [1-4] утверждается, что классическая механика строится на таких основных понятиях, как сила, пространство, время, масса, энергия. Однако анализ аксиом природы показывает,

что основными понятиями механики могут быть только энергия и работа [5]. Именно эти величины определяют состояние и движение объекта природы.

Покажем это на примере общего уравнения динамики.

Общее уравнение динамики

Классическое общее уравнение динамики [1-3] логически объединяет принципы Даламбера и возможных перемещений и утверждает - в механической системе с идеальными связями сумма работ, совершаемых активными силами и силами инерции на любом возможном (виртуальном) перемещении равна нулю, то есть

$$\sum \delta A_i + \sum \delta A_{\phi_i} = 0, \quad (1)$$

где A_i и A_{ϕ_i} - работы на возможном (виртуальном), а правильнее говорить предшествующем исследуемому перемещению, совершаемые активными i -ми силами, моментами сил и силами, моментами сил инерции, соответственно.

Если принять, что исследуемый объект находится в покое, то (1) примет вид

$$\sum \delta A_i = 0. \quad (2)$$

Последнее уравнение называют общим уравнением статики.

Анализ уравнения (1) показывает, что оно введено только для объектов, у которых масса в процессе движения не изменяется. Следовательно, это уравнение является частным случаем, и оно, естественно, не может применяться для тел и систем с переменной массой.

Известно [6], что если у объекта изменяется масса, то на него, кроме активных сил и сил инерции, будут еще действовать реактивные силы. В этом случае общее уравнение динамики примет вид

$$\sum \delta A_i + \sum \delta A_{\phi_i} + \sum \delta A_{Rei} = 0, \quad (3)$$

где A_{Rei} - работа i -ой реактивной силы и i -го реактивного момента сил на виртуальном перемещении.

Выражение (3) это и есть универсальное общее уравнение динамики.

Рассмотрим возможность применения (3) в качестве основной модели движения тел и механических систем.

Общее уравнение динамики для материальных тел и механических систем (3) удобнее представить в следующем виде

$$\sum \delta A_{Fi} + \sum \delta A_{Mi} + \sum \delta A_{\phi_i} + \sum \delta A_{M\phi_i} + \sum \delta A_{Rei} + \sum \delta A_{MRei} = 0, \quad (4)$$

где:

$\sum \delta A_{Fi}$, $\sum \delta A_{Mi}$, $\sum \delta A_{Rei}$, $\sum \delta A_{MRei}$, $\sum \delta A_{\phi_i}$, $\sum \delta A_{M\phi_i}$ работы на виртуальном перемещении, совершаемые активными, реактивными i -ми силами и моментами сил, силами инерции и моментами сил инерции соответственно.

Найдем работу внешних сил и моментов сил, а также реакций связей, если они есть, действующих на тело, при его перемещении.

Работа сил и моментов сил на виртуальных перемещениях определится

$$\delta A_F = \int \bar{F}(\bar{S}) \cdot d\delta \bar{S} \quad (5)$$

$$\delta A_M = \int \bar{M}(\bar{\varphi}) \cdot d\delta \bar{\varphi}, \quad (6)$$

где δS , $\delta \varphi$, соответственно, виртуальные перемещения и углы поворота исследуемого тела.

Представим силы, моменты сил, виртуальные перемещения и углы поворота, соответственно, через их проекции на координатные оси и единичные орты

$$\bar{F} = F_x \cdot \bar{i} + F_y \cdot \bar{j} + F_z \cdot \bar{k} \quad (7)$$

$$\bar{M} = M_x \cdot \bar{i} + M_y \cdot \bar{j} + M_z \cdot \bar{k} \quad (8)$$

$$\delta \bar{S} = d\delta x \cdot \bar{i} + d\delta y \cdot \bar{j} + d\delta z \cdot \bar{k} \quad (9)$$

$$\delta \bar{\varphi} = d\delta \varphi_x \cdot \bar{i} + d\delta \varphi_y \cdot \bar{j} + d\delta \varphi_z \cdot \bar{k}. \quad (10)$$

Подставим (7-10) в (5-6), в результате после преобразований и в проекциях на координатные оси [4] получим

$$\begin{cases} \sum \delta A_{\Pi xi} + \sum \delta A_{\Phi \Pi xi} + \sum \delta A_{Re \Pi xi} = 0 \\ \sum \delta A_{\Pi yi} + \sum \delta A_{\Phi \Pi yi} + \sum \delta A_{Re \Pi yi} = 0 \\ \sum \delta A_{\Pi zi} + \sum \delta A_{\Phi \Pi zi} + \sum \delta A_{Re \Pi zi} = 0 \\ \sum \delta A_{B xi} + \sum \delta A_{\Phi B xi} + \sum \delta A_{Re B xi} = 0 \\ \sum \delta A_{B yi} + \sum \delta A_{\Phi B yi} + \sum \delta A_{Re B yi} = 0 \\ \sum \delta A_{B zi} + \sum \delta A_{\Phi B zi} + \sum \delta A_{Re B zi} = 0 \end{cases} \quad (11)$$

Уравнение (11) – это универсальное общее уравнение динамики для механических систем и тел с одной степенью свободы.

Если механическая система имеет j степеней свободы, то общее уравнение для такой системы будет иметь вид

$$\begin{cases} \sum \delta A_{\Pi xij} + \sum \delta A_{\Phi \Pi xij} + \sum \delta A_{Re \Pi xij} = 0 \\ \sum \delta A_{\Pi yij} + \sum \delta A_{\Phi \Pi yij} + \sum \delta A_{Re \Pi yij} = 0 \\ \sum \delta A_{\Pi zij} + \sum \delta A_{\Phi \Pi zij} + \sum \delta A_{Re \Pi zij} = 0 \\ \sum \delta A_{B xij} + \sum \delta A_{\Phi B xij} + \sum \delta A_{Re B xij} = 0 \\ \sum \delta A_{B yij} + \sum \delta A_{\Phi B yij} + \sum \delta A_{Re B yij} = 0 \\ \sum \delta A_{B zij} + \sum \delta A_{\Phi B zij} + \sum \delta A_{Re B zij} = 0 \end{cases} \quad (12)$$

Для статически определяемых механических систем, которые находятся в равновесии, уравнения (11) примут вид

$$\begin{cases} \sum \delta A_{\Pi xi} + \sum \delta A_{Re \Pi xi} = 0 \\ \sum \delta A_{\Pi yi} + \sum \delta A_{Re \Pi yi} = 0 \\ \sum \delta A_{\Pi zi} + \sum \delta A_{Re \Pi zi} = 0 \\ \sum \delta A_{B xi} + \sum \delta A_{Re B xi} = 0 \\ \sum \delta A_{B yi} + \sum \delta A_{Re B yi} = 0 \\ \sum \delta A_{B zi} + \sum \delta A_{Re B zi} = 0 \end{cases} \quad (13)$$

Уравнения (11-13) являются общими уравнениями динамики и статики в проекциях на координатные оси. Они позволяют проводить динамический анализ механических систем и тел как с одной, так и несколькими степенями свободы.

С помощью уравнений (13), применяя искусственный приём перевода неизвестных реакций в задаваемые силы, можно независимо, просто и эффективно находить любую реакцию в статических системах.

Общее уравнение динамики, например, (11) позволяет установить все применяемые в настоящее время основные «законы», следствия, принципы классической механики [4].

Выводы

- Вселенная дуальна, то есть все находящиеся в ней объекты одновременно движутся и покоятся.
- Установлено, что не сила, а энергия и работа является основным, первичным понятием, определяющим движение и взаимодействие материальных объектов;
- Показано, что за основное понятие в механике удобнее принять работу;
- Сформулированы и выведены основные «законы» аксиомы, следствия, принципы и теоремы классической механики.

Библиография

1. *Никитин Н.Н.* Курс теоретической механики. – М.: Высш. шк., 1990. – 607с.
2. *Ишлинский А.Ю.* Механика: идеи, задачи, приложения. – М.: Наука, 1985. – 624 с.
3. *Харламов П.В.* Очерки об основаниях механики. Мифы, заблуждения и ошибки. – Киев: Наук, думка, 1995. – 407 с.
4. *Смелягин А.И.* Основные, первичные понятия механики // Наука. Техника. Технологии (политехнический вестник). Научный журнал. – 2014.– №2. – С. 17-26.
5. *Смелягин А.И.* Важнейшие аксиомы, следствия и теоремы классической механики // Наука. Техника. Технологии (политехнический вестник). – 2017. – № 3. – С. 21-38.
6. *Старжинский В.М.* Теоретическая механика. – М.: Наука, 1980. – 464 с.

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.65

DESIGN ON WATER HYDRAULIC AXIAL PISTON PUMP AND ITS EXPERIMENTAL STUDY

Dong Wang, Di Zhou

*Mechanical Engineering College, Wuhan Textile University , China, Wuhan
Hubei Digital Textile Equipment Key Laboratory, China, Wuhan*

In water hydraulic piston pump, poor lubrication is more likely to happen than in oil hydraulic one because of difference in properties between water and oil. So there are some key problems such as corrosive wear and erosion, which are investigated briefly in this paper. Many new materials have been developed, which give longer life expectancies with water without corrosion and erosion. Recently, a new type of water hydraulic piston pumps with better suction characteristics had been developed. Much of this research has concentrated on new materials, structure and experiments, which are also specially introduced in this paper.

Key words: water hydraulics, piston pump, new materials, test

1. Introduction

It was not until the late 1920's that mineral hydraulic oils were introduced. Consequently, the oil became the main pressure medium of hydraulic applications. Recently, the demand for using pure tap water (excluding seawater) as a pressure medium in hydraulic applications has increased due to its availability, easy maintenance, its low cost and its high safety levels against pollution and fire hazard. So, water hydraulics can be used in new application areas such as food processing, pulp and paper industry, medicine, glass making, coal mining and nuclear industry.

Water is characterized by very low viscosity in comparison with mineral hydraulic oils. For example, the kinematics viscosity for water at 40°C is about 0.7cSt and for typical mineral oil is 32cSt. Key problems should be considered in water hydraulic system. First, the very low viscosity must increase the difficulty of developing hydrodynamic film between friction pairs, and the very small change of water's viscosity with pressure means that elastohydrodynamic lubrication with hard materials is unlikely to occur. So, the low viscosity is accompanied with poor lubricities of water. Poor lubricities can cause corrosive wear and erosion problems. Secondly, it is to be noted that water (especially seawater) is electrically conductive and may act as an electrolyte when impurities or certain additives are present. In such cases the electrolyte corrosion may arise. Therefore metallic materials to be used in connection with the water pressure medium should comply with the electrochemical series.

From the present point of view, oil has an advantage against water in the aspect of lubrication but the recent technology of materials, designs and tribology has brought the possibility of using water as a pressure medium again. A number of new materials, such as stainless steel, corrosion resistant alloy, ceramics, polymers, bronze, brass, anodized alumina and composites, etc., have good compatibility with water, along with modern design and manufacturing techniques, water hydraulics become more and more practical. Modern science and technologies can provide essential technical guarantee for the re-emergence and development of water hydraulics.

2. Water Hydraulic Pump

Piston pump is one of the most frequently used hydraulic units in recent engineering technique. In water hydraulic piston pump, poor lubrication is more likely to happen than in oil hydraulic one. In water hydraulic system, the first objective is to develop piston pump and motor using raw water as pressure medium. To deal with problems of using raw water as lubricant, three critical sliding

pairs, such as the cylinder block / port plate, piston / cylinder bore, swash plate / slipper pad have been focused.

To get better lubrication for the bearings, the drive mechanism of the pump is lubricated with oil and the oil chamber at the right side of the pistons is kept separate from the displacement side by using double packing seals around each of the seven pistons. Therefore, bearings and the swash plate / slipper pad friction pairs are lubricated with oil. The piston / cylinder bore friction pairs is lubricated with raw water.

When using raw water as lubricant, according to raw water's chemically active nature, low viscosity, poor lubrication and high vapor pressure, the materials used in are in key role to obtain long lifetime for a water hydraulic pump. The front and rear casings, cylinder block are made of aluminum-alloy with anodizing treatment, pistons and cylinder liners are made of stainless steel (1Cr18Ni9Ti) and reinforced polymer (or reinforced PEEK) respectively. The seals of inlet and outlet valves are made of PTEF (polytetrafluoroethylene) and the poppets with soft seals are made of bronzed stainless steel.

A new water hydraulic axial piston pump is shown as in Fig.1.

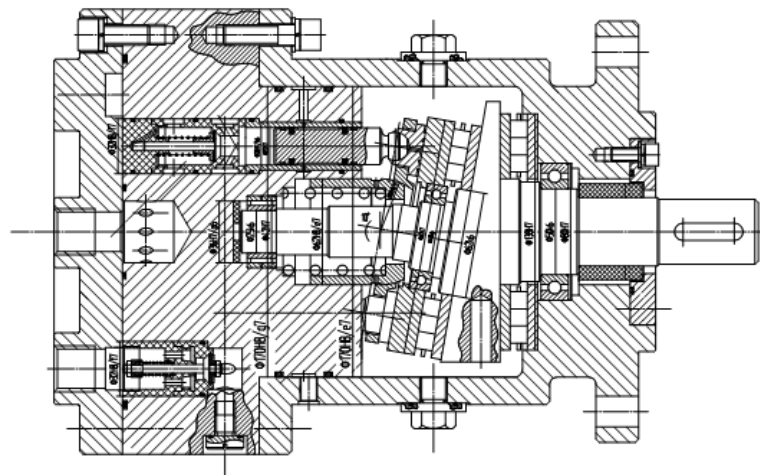


Fig. 1. New water hydraulic axial piston pump

In order to reduce the wear on a surface, materials with low friction coefficient must be used. A relatively new polymer, PEEK (polymer-eterketon) shows a very low friction coefficient, about 0.02, in contact to steel with a water film[4]. This friction coefficient is comparable with 0.05~0.07 for steel to steel with mineral oil. Recently, PEEK, has turn to be commonly used for sliding parts in water hydraulic pump and motor.

3. Experimental

In order to examine the functions of this pump, an experimental study is in progress. Figure 2 shows schematic diagram of the experimental apparatus of the water hydraulic pump. The apparatus is consisted of water (seawater) reservoir, throttle, relief valve, cooler, pressure transducers, flow transducer, and tested pump, etc. The tested pump is driven by an electric motor.

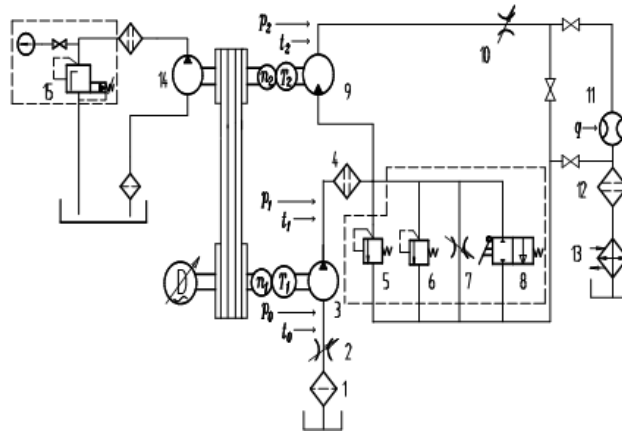


Fig. 2. Test rig schematic

To study the functions of this pump in different rotational rate condition, adjusting electric cabinet can change the rotational rate. The relief valve can be used to protect the system. The throttle is used as loading unit for the tested pump. The cooler controls the temperature of the system.

The test method is like this. Either raw water (pure tap water) or seawater (imitation seawater) can be used as pressure medium. At the outset it was decided that the main features of the tests would be as follows.

- (a) The loading pressure should range up to 14MPa.
- (b) The speed of rotation should be fully variable up to 1000 rpm.
- (c) Steady state values of speed, water pressure and rate of flow should be recorded on the display.
- (d) The temperature of fluid medium is controlled in range of 20~40°.

In this test, volumetric efficiency, η_v for the pump as a functions of pressure and speed are determined, as well as the curves of the pump inlet vacuum versus flow rate.

4. Results and Discussions

Under the three speeds condition (1000rpm, 750rpm, 500rpm), flow rate Q , volumetric efficiency η_v for the pump as a function of pressure are as shown in Fig 3 and Fig 4, respectively.

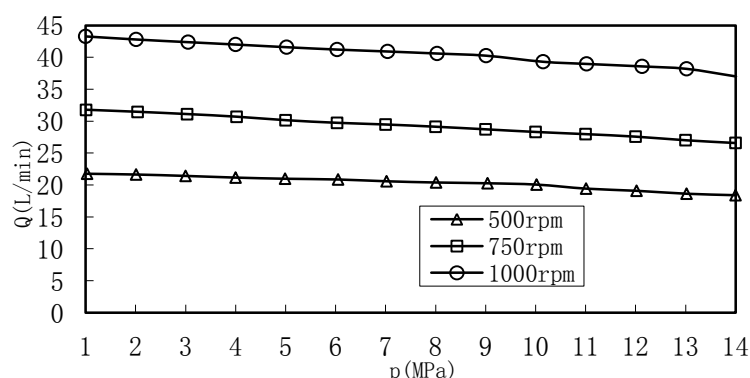


Fig. 3. Test curves of flow rate vs system pressure

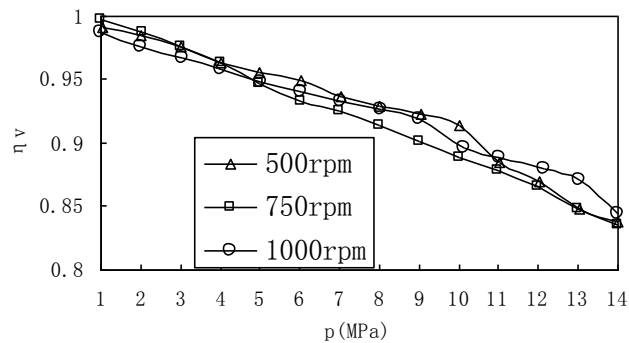


Fig. 4. Test curves of volumetric efficiency vs system pressure

The volumetric efficiency for the water pump is decreased as the loading pressure is rising, which is steady in range from 82% to 85% finally.

If we want to get the same flow rate as oil, the clearances such as piston / cylinder interface should be reduced by approximately 70%, for instance, the thickness is around $5\sim 40\mu m$. This will result in material asperity contacts of matching surface, high friction, and severe mechanical wear. Meanwhile, it will also result in high velocity through the small clearances, which lead to fluid erosion called “wire drawing” on the matching surface. Obviously, it is not practical.

5. Conclusions

In water hydraulic system, the first objective should be to develop piston pump and motor using raw water as pressure medium. The poor lubrication, wear, and erosion in water piston pump (motor) are more likely to happen than in oil hydraulic one. So, material selection, optimize structure and manufacturing should be considered as key problems in pump (motor) design. Meanwhile, the experiences of experimental study on the friction pairs in a pump (motor) will provide good helps for design and development of water hydraulic axial piston pumps and motors. In a word, modern water hydraulic technology is still new and a lot of problems must be solved to make the technique more widely available for power transmission.

Bibliography

1. Zhuangyun Li, et al. Development of Hydraulic Pump to Operate with Raw Water // FEDSM'98 CDROM Proceeding of ASME, USA, June 21~25, 1998. – Pp. 261-267.
2. Brookes, C.A. The Development of Water Hydraulic Pumps Using Advanced Engineering Ceramics // 4th Scandinavian International Conference on Fluid Power, 1995. – Pp. 965-977.
3. Takashima M. Development of High Performance Components for Pollution Free Water Hydraulic System // Third JHPS Int Symp on Fluid Power, Yokohama'96, November 4~6, 1996. – Pp. 465-471.
4. Karl-Erik Rydberg. Energy Efficient Water Hydraulic Systems // The Fifth International Conference on Fluid Power Transmission and Control, HangZhou, China, April 2~7, 2001. – Pp. 440-446.

УДК 621.869

DYNAMIC BEHAVIOR ANALYSIS OF EPC ELECTRO-HYDRAULIC CONTROL SYSTEM FOR STRIP STEEL REEL

Dong Wang*, Jing Xie**

*Mechanical Engineering College, Wuhan Textile University, China, Wuhan

*Hubei Digital Textile Equipment Key Laboratory, China, Wuhan

**Wuhan Tang Wei metal Technology Co., Ltd. , China, Wuhan

A math model of EPC control system is established by the transfer function method according to the classical control theory. The new model provides a theoretical basis for studies on the dynamic performance of the system. In the meanwhile, the model is verified and analyzed through on-site testing and measurement. The results show its feasibility.

Key words: dynamic behavior, math model, measurement, EPC device

1. Introduction

To avoid strip steel being off tracking or appearing pyramid at coiling, the EPC (Edge Position Control) device is set up specially in the strip continuous operation units. The EPC device is the edge hydraulic position control system, which is set when the tension reel is coiled to align the edge of the steel plate. The dynamic performance of the EPC system is very important for increasing the weight of the steel coil and increasing the coiling speed. In order to study the dynamic performance of the EPC system, the dynamic mathematical model of the system should be set up first. In this paper, the mathematical model of the EPC system is established by using the transfer function method in the classical control theory, and is verified by the related performance of the test system.

2. System Description

The EPC system consists of coiling machine core axis, photoelectric head, thin strip guide amplifier, electro-hydraulic server, position detector, oil cylinder and other components. When the strip deviation, optical head guide amplifier detects the edge position of the strip out the deviation signal, amplifier and converted into current signal to the movable coil in the jet pipe servo valve, nozzle tube swinging, and move with the hydraulic cylinder integrally coiling machine with steel the deviation for the same direction, so as to realize the corrective action. The work principle of system is shown in Fig.1.

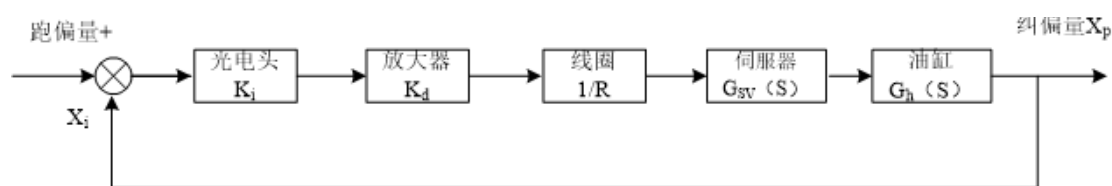


Fig.1. System block diagram

Notes: K_i -- photoelectric head ratio coefficient, K_d -- thin strip guide amplifier gain, R -- servo valve coil resistance, $G_{sv}(s)$ -- servo valve transfer function, $G_h(s)$ -- hydraulic cylinder load transfer function

3. Establishment of a mathematical model

3.1 Servo valve element

Because the normal working frequency of the EPC system is within 2.5Hz, the frequency of the jet pipe servo valve (type: M2DJ) is in the range of 13.5 to 35Hz, so the servo valve element can be regarded as a proportional link. Thus is $G_{SV}(S) = K_{SV}$. According to the flow characteristics of the valve, it is related to the gain GNA of the subsidized variable piston.

3.2 Cylinder load element

According to the flow continuity equation and the load balance equation, the following two forms can be obtained:

$$Q = A \frac{dx_p}{dt} + K_{ce} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} \quad (1)$$

$$A P_L = M \frac{d^2 x_p}{dt^2} + B_P \frac{dx_p}{dt} + F \quad (2)$$

Where x_p —cylinder displacement correction; A —effective working area; β_e —hydraulic oil bulk modulus; V_t —cylinder with total area; K_{ce} —cylinder flow pressure coefficient; P_L —working pressure; M —conversion quality; B_P —viscous damping coefficient; F —external load force

Taking the Equation (1) and (2) to the Laplace transforms and consider $\frac{B_P K_{ce}}{A^2} \leq 1$, obtain

$$X_P(S) = \frac{\frac{1}{A} Q(S) - \frac{1}{A^2} \left(\frac{V_t}{4\beta_e} S + K_{ce} \right) F(S)}{S \left[\frac{V_t M}{4\beta_e A^2} S^2 + \left(\frac{K_{ce} M}{A^2} + \frac{V_t B_P}{4\beta_e A^2} \right) S + 1 \right]} \quad (3)$$

Therefore, when the flow $Q(S)$ is input and the offset displacement is output, the transfer function is as follows:

$$G_h(S) = \frac{X_P(S)}{Q(S)} = \frac{1/A}{S \left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} S + 1 \right)} \quad (4)$$

Where ω_h —Undamped hydraulic natural frequency, $\omega_h = \sqrt{\frac{4\beta_e A^2}{V_t M}}$

ξ_h —damping ratio, $\xi_h = \frac{K_{ce}}{A} \sqrt{\frac{\beta_e M}{V_t}} + \frac{B_P}{4A} \sqrt{\frac{V_t}{\beta_e M}}$

Letting $K = K_l K_a K_{SV} / RA$, so the open loop transfer function of the EPC system is as follows:

$$G(S) = \frac{K}{S \left(\frac{S^2}{\omega_h^2} + \frac{2\xi_h}{\omega_h} S + 1 \right)} \quad (5)$$

4. Calculation Example

Taking the rolling mill of a cold rolling mill as an example, the relevant parameters of the EPC system are combined. The parameters are replaced by Equation (5) and expressed in frequency characteristics. The transfer function is as follows:

$$G(j\omega) = \frac{3}{(j\omega) \left[\frac{(j\omega)^2}{13.8^2} + \frac{2 \times 0.42}{13.8} (j\omega) + 1 \right]} \quad (6)$$

In order to test the correctness of the mathematical model of the system, the open loop frequency characteristics of the system are tested. The step is to add a sinusoidal voltage signal to the EPC before the electric controller, send the output signal of the location signal to the input end of the BT6A frequency characteristic tester, change the frequency value of E_i , and then detect the logarithmic amplitude $L(\omega)$ and phase difference of the corresponding frequency by BT6A. The

test record of open loop amplitude frequency characteristic of the unit is shown in Table 1, passing through frequency $\omega_c = 3\text{Hz}$.

Table 1. Test data

frequency /Hz	L (w)	frequency /Hz	L (w)
0.1	26.7	1.5	5.0
0.2	22.9	2.0	2.6
0.3	20.1	3.0	0
0.4	17.6	5.0	-3.1
0.5	13.2	8.0	-5.6
0.6	13.9	10	-7.7
0.7	12.2	12	-10.3
0.8	11.0	15	-14.5
0.9	9.4	20	-20.5
1.0	8.5	30	-25.7

The test results show that the open loop frequency characteristic value of the system decreases with the -20db/dec frequency range, which shows the integral characteristic of the system, and decreases with the -40db/dec frequency range, which shows the oscillation characteristic of the system.

It is known from table 1 that the measured value is close to the theoretical analysis value. the measured value $L(\omega)$ is slightly lower than the theoretical value within $0 < \omega < 8\text{Hz}$. This is due to the gap between the cylinder pin and the rack pin of the unit. There is a gap between 0.3 and 0.4mm, which makes the dynamic quality of the system affected. The actual measurement $L(\omega)$ is slightly larger than the theoretical value within $8\text{Hz} < \omega < 20\text{Hz}$, which is the characteristic that the damping of the actual system turns out at the turning frequency.

In summary, the structure and parameter values of the EPC mathematical model established in this paper are basically correct. It can be used as an analysis and study of the dynamic characteristics of the system.

5. Dynamic performance indicators of the system

5.1 Rise time

Rise time is the time required to reach the stable output value for the first time from the original working state:

$$t_r = \frac{\pi - \arctan^{-1} \frac{\sqrt{1-\xi_h^2}}{\xi_h}}{\omega_c \sqrt{1-\xi_h^2}} \approx 0.16\text{s} \quad (7)$$

5.2 Peak time

Peak time is the time required for the response process curve to reach the first peak.

$$t_P = \frac{\pi}{\omega_c \sqrt{1-\xi_h^2}} \approx 0.25\text{s} \quad (8)$$

5.3 Maximum overshoot

Maximum overshoot is the difference between the maximum peak value of the response process curve and the steady state value of 1.

$$M_p = e^{\frac{\xi_h}{\sqrt{1-\xi_h^2}} \pi} \times 100\% \approx 23.4\% \quad (9)$$

5.4 Settling time

Settling time is the shortest time that the response process curve is reached and always remains in the permissible error ($\pm 5\%$):

$$t_s = \frac{3}{\xi_h \omega_h} \approx 0.52s \quad (10)$$

In summary, the dynamic response curve of the system is shown in Fig. 2.

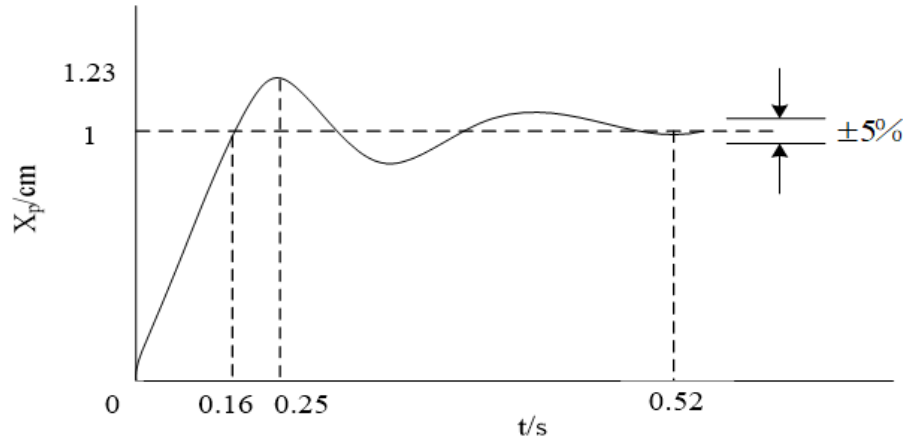


Fig. 2. Dynamic response curve of the system

5.5 Steady-state error

The index reflects the accuracy of the rectifying system.

$$(1) \text{ Error caused by unit step signal } e_{ss} = \lim_{S \rightarrow 0} S \times \frac{1}{1+G(S)} \times \frac{1}{S} = 0$$

$$(2) \text{ Error caused by unit slope signal } e_{ss} = \lim_{S \rightarrow 0} S \times \frac{1}{1+G(S)} \times \frac{1}{S^2} = \frac{1}{K} \approx 0.33$$

5.6 Stability criterion

By Routh- Hurwitz criterion, the stability criterion for EPC system is as follows:

$$K < 2\xi_h \omega_h \quad (11)$$

The relevant parameters are replaced, and the Equation (11) is established, which indicates that the system works steadily.

6. Conclusions

The EPC deviation control system of the coiler can be represented by a three-order system. Because of the low working frequency of the EPC system, the response, stability and steady state precision of the system are determined by the open loop gain of the system. By using the method described in this paper, the mathematical model of the EPC control system of other units can also be determined, and the corresponding dynamic characteristics can be analyzed.

Bibliography

1. Chunhang Wang. Hydraulic servo control system [M], Beijing: Machinery Industry Press, China, 2010.
2. Xianzheng Wang. The basis of control theory [M], Beijing: National Defense Industry Press, China, 2012.

УДК 669

STUDY OF DYNAMICS ON COLD ROLLING PURIFYING EMULSION USING ELECTROMAGNETIC TECHNIQUE

Dong Wang, ZiHou Yuan

*Mechanical Engineering & Automation, Wuhan Textile University, China, Wuhan
Hubei Digital Textile Equipment Key Laboratory, China, Wuhan*

The dynamic process of purifying emulsion using electromagnetic technique has been analyzed and studied by dynamics principle in this paper. Based on result, the purification equipment has been developed and installed in a cold rolling mill. The basic structure characteristics of the purification equipment were described in detail. Emulsion purified by this way can be recycled and used again with cost reduction.

Key words: Emulsion, purification, electromagnetic technique, dynamics

1. Introduction

Emulsion is usually used as lubricant on cold roller. During the process of rolling, emulsion plays an important role in cooling and lubrication. Due to high pressure between roller and steel strip, the iron oxide remained on the surface of steel strip after pickling, and the tiny magnetic particles resulted from wearing or peeling of the strip surface leave the strip and suspended in emulsion. A previous Haffman filter made in Japan belonged to mechanical filtration, which can remove the larger magnetic particles and is inefficient for tiny ones due to filtering precision. With the increase of production on the mill, Haffman filter bears a heavy burden and couldn't control cleanliness of emulsion effectively. In view of what above mentioned, an equipment purifying emulsion has been developed using an electromagnetic technique. Compared with Haffman filter, this equipment can remove most of tiny magnetic particles suspended in emulsion. The basic characteristics of the purification equipment are that the emulsion to be purified in form of thin film possess a strong magnetic field at a low velocity. Therefore, the tiny or super- tiny magnetic particles suspended in emulsion are captured in a short time. The main purpose of this paper is to analyze the purification mechanism, as well as describe the basic characteristics of the purification equipment structure and its application.

2. Dynamics principle of purifying emulsion

The filtration of suspended magnetic particles using electromagnetic technique is of attracting by side flow, which is entirely different from that of mechanical method such as Haffman filter. The case of the magnetic particles suspended in emulsion and magnetic pole is as shown in Fig.1, while the mechanical model is as shown in Fig.2.

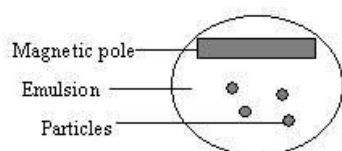


Fig.1. Magnetic particles suspended in emulsion

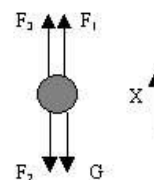


Fig.2. Mechanical model

Where G is the gravity of a particle, F_1 is the electromagnetic force, F_2 is the resistance of viscosity motion (friction force), and F_3 is the floating on a particle. X is the direction of particle movement towards magnetic pole. Thus, a dynamics equation for a particle is as follows:

$$F_1 + F_3 - G - F_2 = m \frac{dV_t}{dt} \quad (1)$$

Where m is the mass of a particle, V_t is the motion velocity of a particle at a moment.

The electromagnetic force attacking a particle is calculated with the following Maxwell formula[3]:

$$F_1 = \frac{1}{2\eta} B^2 S \quad (2)$$

Where B is the flux density, η is the permeability, S is the cross section area of particle vertical to the flux direction.

From the law of Newtonian internal friction of fluid, the friction force is then related to viscosity (μ) by the following formula [1]

$$F_2 = \mu A \frac{V_t}{h} \quad (3)$$

Where μ is the dynamic viscosity of fluid, A is the interface area between a particle and fluid, h is the thickness of layer of flow.

Suppose a particle is an ideal ball immersed [4] in fluid, so, Eq.3 is converted as follows

$$F_2 = 4\pi\mu r V_t \quad (4)$$

Where r is the radius of ball. From the Archimedes' law, known as

$$F_3 = \frac{4}{3} \pi \rho_2 g r^3 \quad (5)$$

While

$$G = \frac{4}{3} \pi \rho_1 g r^3 \quad (6)$$

Where ρ_1 or ρ_2 is the density of the particle and emulsion respectively.

Subsuming Eq. 2, 4, 5, and 6 into Eq. 1, an equation is yielded as follows

$$\frac{1}{2\eta} B^2 S + \frac{4}{3} \pi \rho_2 g r^3 - \frac{4}{3} \pi \rho_1 g r^3 - 4\pi\mu r V_t = m \frac{dV_t}{dt} \quad (7)$$

Let original velocity of a particle be zero, i.e. $V_0=0$, and $K_1 = \frac{1}{2\eta}$, $K_2 = 4\pi\mu r$, then, the solution of differential equation (7) is obtained as follows:

$$V_t = \left[\frac{K_1 B^2 S}{K_2 \mu} + \frac{mg}{K_2 \mu} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right) \right] \left[1 - e^{-K_2 t} \right] \quad (8)$$

It is the motion equation of a particle suspended in emulsion is affected by electromagnetic field. Assuming V_s be the velocity in steady state, then:

$$V_s = V_t |_{t \rightarrow \infty} = \frac{K_1 B^2 S}{K_2 \mu} + \frac{mg}{K_2 \mu} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} - 1 \right) \quad (9)$$

In most cases, for a particle suspended in emulsion, i.e. $\rho_2 \approx \rho_1$, then, Eq. 8 is simplified as follows:

$$V_s = \frac{K_1 B^2 S}{K_2 \mu} \quad (10)$$

If initial velocity of a particle is V_0 (actually the emulsion circulates from tank through the purifying equipment and back again, then, V_0 is not zero), then, above equation is as follows:

$$V_s = \frac{K_1 B^2 S}{K_2 \mu} \pm V_0 \quad (11)$$

Where the symbols “+” or “-” shows the direction of initial velocity is identical or opposite with that of attraction respectively.

From the discussion above, it is clear that for purifying emulsion using electromagnetic technique, the electromagnetic force should overcome the viscosity friction of a particle.

3. Discussion of Purifying Design

3.1 Strong magnetic field

It is shown from the Eq.11 that V_s is to be as large as possible to make particle quickly move to the surface of magnetic pole. For the same emulsion, the dynamic viscosity is a constant; V_s can be increased by increasing B . In other words, the purifying equipment must have a strong magnetic field.

3.2 Low velocity of flow

As required, the emulsion must return to the tank after purifying equipment. Therefore, in most cases, V_0 is opposite with attracting force in direction, i.e., symbol “-” is obtained from Eq.11. For this reason, the attracting velocity has to overcome the original velocity of fluid. Thus, emulsion has to flow through purifying equipment at a low velocity.

3.3 Thin liquid film

In order to attract the particles towards the magnetic pole in a short time, the distance between the magnetic pole and particles must be as small as possible. It means that emulsion within magnetic field must exist as thin liquid film.

3.4 Multi-pass through magnetic field

Since attracting velocity must overcome the original velocity of fluid, the particles couldn't be captured totally by magnetic field only one pass. Thus, multi-pass is required (the original velocity of particles is smaller and smaller).

So the basis of purifying emulsion using electromagnetic technique is strong magnetic field, thin liquid film and multi-passing through the strong magnetic field at a low velocity.

Nevertheless, requirements for above mentioned characteristics can't be unlimited. For instance, the strength of magnetic field is restricted by volume of power supply, number of coils and coil temperature raising. The emulsion thickness is restricted by flow resistance. The velocity is restricted by purifying ability and pass number is restricted by volume of purifying equipment and so on.

4. Structural Characteristics of Purifying Equipment

4.1 Formation of the Strong Magnetic Field

Simplified schemes of purifying equipment using electromagnetic technique and filtering box are shown in Fig.3 and Fig.4 respectively. The purifying equipment using electromagnetic technique is of closed loop structure consisting of two filtering boxes, a group of coils and two magnetic poles. Magnetic medium in filtering box is the steel balls of same size.

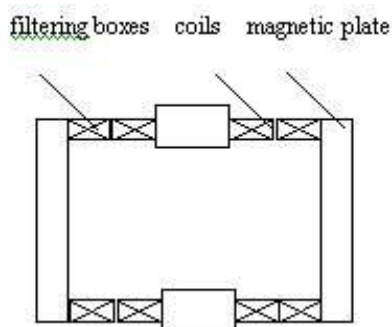


Fig. 3. Purifying equipment

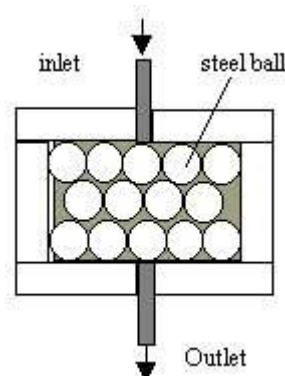


Fig. 4. Filtering box

The the strong magnetism field could be formed under given conditions by adjusting electric current and the number of coils.

3.2 Multi-Passing Through the Strong Magnetic Field

Schematic arrangement of steel balls in filtering box is shown in Fig.5. An arrow is the flowing direction of emulsion. In such arrangement, each steel ball becomes magnetic ball. Meanwhile, the emulsion in filtering box is separated into many small pools.

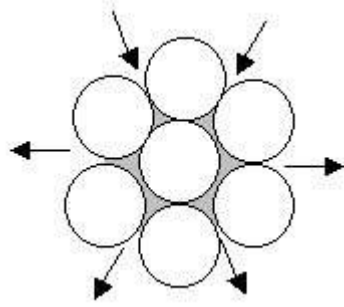


Fig. 5. Emulsion passing through steel balls

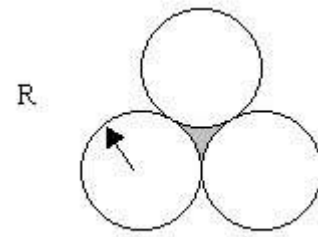


Fig. 6. Calculation of thin liquid

3.3 Determination of Rational Velocity

From Fig.4, emulsion enters into filtering box at given flow rate (the across sectional area is A_2 , flowing velocity is V_2) from oil pipe (the across sectional area is A_1 , flowing velocity is V_1). As $A_2 \gg A_1$, flowing velocity V_2 of emulsion in filtering box is much lower than V_1 in oil pipe, as shown in Eq.12.

$$V_2 = \frac{V_1 A_1}{A_2} = \frac{Q}{A_2} \quad (12)$$

Where Q is the flow rate required by purifying emulsion.

Example in practice:

$$A_2 = 1000 \times 800 \text{ mm}^2, A_1 = \frac{1}{4} \pi \times 50 \text{ mm}^2, Q = 12 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Then:

$$V_2 \approx 0.0042 \text{ m/s}, V_1 \approx 1.69 \text{ m/s}$$

3.4 Calculation of Emulsion Film

Diagrammatic sketch of the emulsion pool model is as shown in Fig.6, the across sectional area (a shaded part) is calculated with the following formula

$$S_0 = \left(\frac{2\sqrt{3} - \pi}{2} \right) R^2 \quad (13)$$

Where S_0 is the across sectional area of the pool, R is the radius of steel ball.

Example in practice:

$$R = 4 \times 10^{-3} \text{ m}, \text{ then, } S_0 = 2.56 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

or

$$R = 2 \times 10^{-3} \text{ m}, \text{ then, } S_0 = 0.64 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

It shows that the size of pool only has relation with that of magnetic medium steel ball. The smaller radius of steel ball is, and the thinner size of thin liquid is, so it is favorable to attract the particles. With a consideration the accumulation of the particles attracted on surface of steel ball, an optimal ball size must be selected.

4. Conclusions

The dynamic process of purifying emulsion using electromagnetic technique is of excellent characteristics, which has a strong magnetic field, low flow velocity and multi-pass of emulsion. The equipment of purifying emulsion can be operated automatically. The surface quality of mill product is improved; the service life of bearings of mill is prolonged. Meanwhile, the consumption of rolling lubricant is reduced. The equipment can be used in many fields such as cold rolling mill and machinery.

Bibliography

1. *Eduard Naudascher*. Hydrodynamic Forces[M]. Germany: University of Karlsruhe, 1981.
2. *Alanl, Prasuhn*. Fundamentals of Fluid Mechanics[M]. Englewood Cliff, N.J: Prentice-Hall, Inc., 1980.
3. *J.E.Parton, S.J.T.Oweu, M.S. Raven* . Applied Electromagnetics[M]. Second Editon. World Publishing Corp. 1984.
4. *Yang Jinfu*. Research on the principle of purifying oils by high voltage electrostatic technique[J] // Machine Tool & Hydraulics. – 1994. № 4(5). – Pp. 27-30.
5. *Thomasa.Sench*. A simple process for the recycling of spent water-based metalworking fluids[J] // Lubrication Engineering. – 1999. – № 2(4) – Pp. 15-22.

УДК. 621.752.3

УСТРАНЕНИЕ СЕДИМЕНТАЦИИ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКОЙ ЖИДКОСТИ ВРАЩАЮЩИМСЯ МАГНИТНЫМ ПОЛЕМ*

Айнбиндер Р.М.*, Гордеев Б. А., Охулков С. Н.**, Синев А.В.*****

**Нижегородский государственный архитектурно-строительный университет,
Россия, Н. Новгород, romain@inbox.ru*

***Институт проблем машиностроения Российской академии наук, Россия, Н. Новгород,*

***Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева
Россия, Н. Новгород, gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru*

****Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук,
Россия, Москва*

В статье рассмотрены новые подходы к устранению седиментации рабочей магнитореологической жидкости (МРЖ) в магнитореологическом трансформаторе (МРТ). Рассмотрено влияние вихревого магнитного поля на седиментацию магнитных частиц в МРЖ, меняющей свою вязкость под действием переменного магнитного поля. Показано, что целесообразно кроме одного дроссельного канала ввести дополнительный канал между коаксиальными цилиндрами, управляемый вращающимся вихревым магнитным полем. Анализ построенной математической модели показал, что с повышением частоты основной гармоники входного вибросигнала, наблюдается частотная модуляция управляющего магнитного поля.

Ключевые слова: *магнитореологическая жидкость, вязкость, магнитореологический трансформатор, седиментация, индукторы, магнитное поле*

ELIMINATION OF THE SEDIMENTATION OF THE MAGNETICOROLOGICAL FLUID BY A ROTATING MAGNETIC FIELD

Ainbinder RM *, Gordeev B.A. **, Ohulkov S.N. **, Sinev A.V. ***

**Nizhny Novgorod State University of Architecture and Civil Engineering,
Russia, N. Novgorod, romain@inbox.ru*

***Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia, N. Novgorod,*

***Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,
Russia, N. Novgorod, gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru*

****Mechanical Engineering Research Institute of the RAS, Russia, Moscow*

* Работа выполнена за счет средств Российского научного фонда (проект №15-19-10026).

The article considers new approaches to optimize the parameters of magnetorheological transformer (MRI). The influence of magnetic field on sedimentation of magnetic particles in magnetorheological fluid (MRF). It is shown that it is advisable to include in the design of MRI additional throttle channel between coaxial cylinders.

Key words: magnetorheological fluid, the viscosity of magnetorheological transformer, sedimentation, inductors, magnetic field

1. Введение

В настоящее время для активных систем виброзащиты, таких как гидроопоры с МРЖ до сих пор не устранялась седиментация и не применялись способы регулирования вязкости МРЖ вращающимся магнитным полем [1-4]. Создание такого поля приводит не только к изменению вязкости МРЖ, но устраняет процессы седиментации и противодействует гравитационным силам [5,6].

В работах [1-4,7] показано применение постоянного магнитного поля, или меняющегося с частотой основной гармоники входного вибросигнала для управления демпфированием гидроопоры.

Регулирование вязкости МРЖ осуществляется в этих случаях за счет изменения напряженности постоянного магнитного поля в дроссельных каналах и не влияет на седиментацию магнитных частиц.

Поэтому необходимо совершенствовать методы управления вязкостью и регулирования расхода МРЖ при её дросселировании в МРТ. Также необходимо совершенствовать и конструкцию самой гидроопоры с МРТ.

Для создания вращающегося поля в МРТ гидроопоры целесообразно применять однофазный индуктор, получающего питание от однофазного переменного напряжения. Схематичное представление поперечного разреза однофазного индуктора МРТ гидроопоры представлено на рисунке 1.

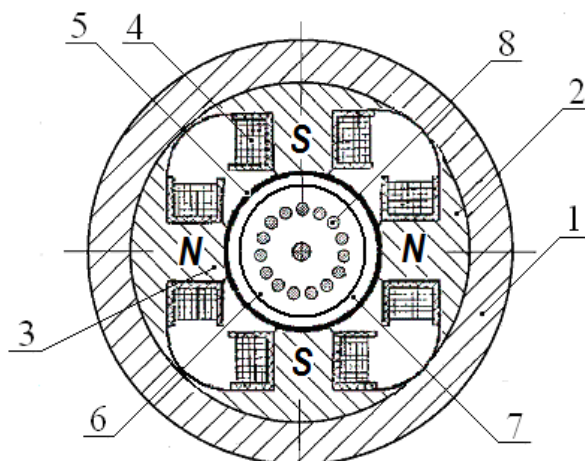


Рис. 1. Схематичное представление поперечного разреза однофазного индуктора МРТ гидроопоры: 1 – стальной корпус МРТ; 2 – магнитопровод обмоток возбуждающих электромагнитов МРТ; 3 – полюса возбуждающих электромагнитов; 4 – обмотки возбуждающих электромагнитов; 5 – внешний латунный коаксиальный цилиндр; 6 – внутренний стальной коаксиальный цилиндр; 7 – коаксиальный цилиндрический зазор; 8 – дроссельные капиллярные каналы МРТ.

На рисунке 1 полярность полюсов N и S возбуждающих электромагнитов индуктора при питании его переменным током меняется на каждом полупериоде переменного напряжения возбуждения.

На рисунке 2 представлена структурная схема гидроопоры с МРТ и коаксиальным дроссельным каналом, управляемым вращающимся магнитным полем.

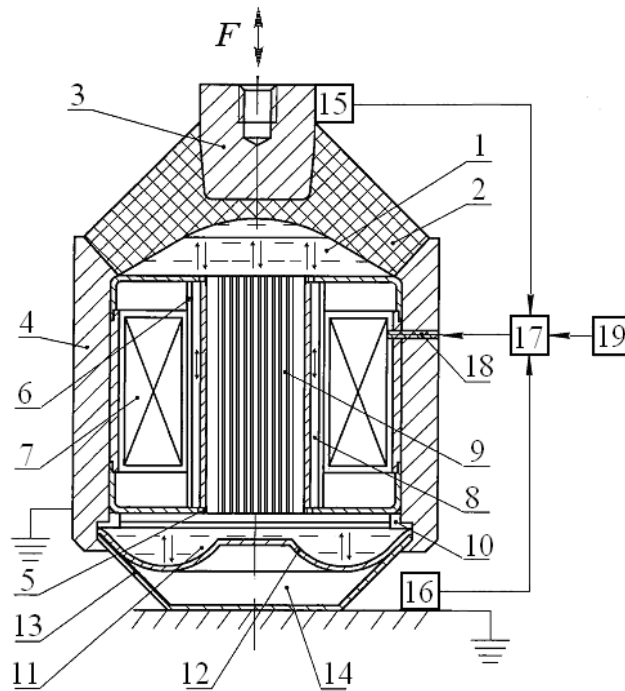


Рис. 2. Структурная схема гидроопоры с МРТ с коаксиальным дроссельным каналом, управляемым вращающимся магнитным полем:

1 – рабочая камера МРТ; 2 – обечайка; 3 – опорная плата; 4 – корпус гидроопоры; 5 – внешний латунный коаксиальный цилиндр; 6 – внутренний стальной коаксиальный цилиндр; 7 – обмотки электромагнитов индуктора; 8 – коаксиальный цилиндрический зазор; 9 – дроссельные капиллярные каналы МРТ; 10 – опорное кольцо; 11 – компенсационная камера; 12 – мембрана; 13 – поддон; 14 – воздушная полость; 15, 16 – акселерометры на входе и выходе МРТ; 17 – блок управления МРТ; 18 – кабель электропитания индуктора; 19 – блок питания.

При создании вращающегося магнитного поля в коаксиальном зазоре необходимо выполнение одного из двух вариантов:

- между двумя обмотками однофазного индуктора с равным числом витков $n_1 = n_2$ включать фазосдвигающий конденсатор, обеспечивающий сдвиг фаз питающего переменного напряжения этих обмоток на угол $\pi/2$;
- создать вращающееся магнитное поле за счёт разного числа витков $n_1 \neq n_2$ в обмотках индуктора, обеспечивающих сдвиг фаз в обмотках индуктора также на угол $\pi/2$.

При любом из этих вариантов поток плотности энергии (вектор Умова-Пойнтинга) $\mathbf{W}_p$, являющийся суммой двух потоков, создаваемых первой и второй обмотками будет один и тот же, так как векторы напряженности магнитных полей, индуцируемых токами в этих обмотках, взаимно ортогональны. Тогда результирующий поток плотности энергии определяется суммой двух потоков $\mathbf{W}_p = \mathbf{W}_1 + \mathbf{W}_2$.

Поскольку частота питающего напряжения индуктора должна изменяться синхронно с частотой основной гармоники входного вибросигнала, то целесообразно применить второй вариант.

Если основная гармоника входного вибросигнала неизменна по частоте, например вибрация дизельных установок, то здесь целесообразно применить первый вариант.

Так как при указанных вариантах векторы питающих напряжений, а следовательно, и напряженности магнитных полей, сдвинуты по фазе на $\pi/2$, то результирующий вектор

напряженности магнитного поля, равный сумме магнитных полей, генерируемых обмотками индуктора, описывает окружности. Время одного оборота результирующего вектора равно периоду основной гармонике вибросигнала.

Рассмотрим работу гидропоры с МРТ, представленной на рисунке 2.

При действии знакопеременной нагрузки на опорную плату 3 возникает два процесса. В одном из них деформируемая обечайка 2 уменьшает объем рабочей камеры 1. Вследствие этого часть рабочей жидкости перемещается через коаксиальный цилиндрический зазор 8 в компенсационную камеру 11. В эту же камеру часть рабочей жидкости через дроссельные капиллярные каналы 9 поступает из рабочей камеры 1. Одновременно появляется электрический сигнал с акселерометра 15 и поступающий на первый вход блока 17 управления МРТ, на выходе которого формируется также электрический сигнал, но усиленный для питания обмоток 7 электромагнитов индуктора. Возникающее при этом магнитное поле в коаксиальном цилиндрическом зазоре 8 возбуждает находящуюся в нём рабочую МРЖ. Так как магнитные поля, возбуждаемые токами обмоток 7, сдвинуты по фазе на $\pi/2$, то МРЖ в цилиндрическом зазоре 8 кроме поступательного движения возникает её вращательное движение. Таким образом движение рабочей МРЖ канале 8 происходит по спирали, что приводит к дополнительному трению и снижению седиментации.

Во втором полупериоде выходной электрический сигнал с акселерометра 16 поступает на второй вход блока 17 управления МРТ, на выходе которого опять формируется усиленный электрический сигнал для питания обмоток 7 электромагнитов индуктора. Таким образом, процесс повторяется в обратном направлении.

При составлении уравнений движения магнитореологических сред в магнитных полях гидропоры предполагаются следующие условия [5]. Магнитная проницаемость магнитной среды однородна и изотропна во всем объеме действия и не зависит, от напряженности магнитного поля $\mathbf{H}$. Это условие имеет место при $\omega_0 \tau \ll 1$, где ω_0 – ларморова частота прецессии для полярных частиц МРЖ, τ – среднее время свободного пробега частицы, электропроводность - γ достаточно мала, так как нет свободных носителей заряда [8,9].

В магнитном поле электрические заряды движутся по сложным винтовым траекториям. Так, частица, имеющая заряд e и массу m , влетая в однородное магнитное поле напряженностью $\mathbf{H}$, перпендикулярное скорости частицы, вращается вокруг силовой линии с угловой частотой Лармора $\omega_0 = e\mu_0 \mathbf{H}/m$, где μ_0 – магнитная проницаемость в вакууме.

Система уравнений, описывающих движение МРЖ в магнитном поле коаксиального цилиндрического зазора включает в себя уравнения Максвелла:

$$\frac{\partial \mathbf{H}}{\partial t} = \text{rot}[\mathbf{VH}] + \nu_m \Delta \mathbf{H}, \quad \text{div} \mathbf{H} = 0,$$

где $\nu_m = c^2/4\pi\gamma$ – коэффициент магнитной вязкости; $c = 2,99 \cdot 10^8$ м/с – электродинамическая постоянная, равная скорости света в вакууме. Коэффициент магнитной вязкости, тем больше, чем ниже электропроводность среды

В гидродинамические уравнения движения среды входят:

- обобщенное уравнение Навье-Стокса:

$$\frac{\partial \mathbf{V}}{\partial t} + (\mathbf{V}\nabla)\mathbf{V} = -\frac{1}{\rho} \text{grad} p - \frac{1}{4\pi\rho} [\mathbf{H}\text{rot}\mathbf{H}] + \frac{\eta}{\rho} \Delta \mathbf{V} + \frac{1}{\rho} \left(\xi + \frac{\eta}{3} \right) \text{grad} \text{div} \mathbf{V};$$

- уравнение неразрывности: $\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{V}) = 0;$

- уравнение состояния среды: $p = p(\rho, T);$

- уравнение закона сохранения энергии: $\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\rho V^2}{2} + \rho u + \frac{H^2}{8\pi} \right) = -\text{div} \mathbf{W}$,

где ρ – плотность среды, $\mathbf{V}$ – скорость движения среды в зазоре между коаксиальными цилиндрами, u – внутренняя энергия, $\mathbf{H}$ – напряженность внешнего магнитного поля, $\mathbf{W}$ – плотность потока энергии (вектор Умова-Пойнтинга).

Диссипация результирующего вектора потока плотности энергии $\mathbf{W}_p$ резко возрастает, если в потоке МРЖ нарушается химическое равновесие. С учетом параметров реологического заполнителя и внешнего магнитного поля плотность результирующего потока энергии можно представить в виде [6]:

$$\begin{aligned} \mathbf{W}_p = \rho \cdot \mathbf{V} \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} \right) - K \nabla T + \eta \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_z}{\partial z} \right)^2 \right] + \right. \\ \left. + \left[\left(\frac{\partial V_x}{\partial y} + \frac{\partial V_y}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_x}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial V_y}{\partial z} + \frac{\partial V_z}{\partial y} \right)^2 \right] - \right. \\ \left. - \frac{2}{3} (\text{div } \mathbf{V})^2 + \zeta (\text{div } \mathbf{V})^2 \right\} \mathbf{V} + \frac{1}{4\pi} [\mathbf{H} [\mathbf{VH}]] - \frac{v_m}{4\pi} [\mathbf{H} \text{rot } \mathbf{H}], \end{aligned} \quad (1)$$

здесь $v_m = c^2/4\pi\eta$ – коэффициент магнитной вязкости, u – удельная внутренняя энергия среды, K – коэффициент теплопроводности МРЖ, η и ζ – коэффициенты первой и второй вязкостей МРЖ, T – абсолютная температура в кельвинах.

В уравнении (1) напряженность магнитного поля $\mathbf{H}$ изменяется по гармоническому закону и направлена по оси z : $\mathbf{H} = x_0 \mathbf{H}_0 e^{-ikx}$ где, k – волновое число, тогда

$$\text{rot } \mathbf{H} = \frac{\partial^2}{\partial x^2} \mathbf{H} = -k^2 \mathbf{H}_0 e^{-ikx} \quad \text{и} \quad [\mathbf{H} \text{rot } \mathbf{H}] = -k^2 \mathbf{H}_0^2 e^{-i2kx}.$$

Будем рассматривать движение МРЖ между коаксиальными цилиндрами МРТ при условии $\text{div } \mathbf{V} = 0$, так как объем рабочей среды в коаксиальном дроссельном зазоре не изменяется.

Пусть напряженность магнитного поля ортогональна направлению скорости МРЖ в коаксиальном зазоре $\mathbf{H} \perp \mathbf{V}$ тогда $[\mathbf{VH}] = v_0 \mathbf{H}$.

С учетом этих допущений перепишем уравнение (1)

$$\mathbf{W}_{p, x=0} = \rho \cdot \mathbf{v}_0 \left(u + \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} \right) - K \nabla T + \frac{1}{4\pi} \mathbf{H}_0^2 \mathbf{v}_0 + \frac{v_m}{4\pi} \mathbf{H}_0^2 \quad (2)$$

Коэффициент поглощения β альфеновской волны (т.е. электромагнитной волны направление распространения которой, понимаемое как направление ее групповой скорости, совпадает с направлением поля $\mathbf{H}$) можно найти из формулы [8]:

$$\beta = \frac{\omega^2}{2U_A^3} \left(\frac{\eta}{\rho} + v_m \right), \quad (3)$$

где ω – частота магнитного поля, U_A – скорость распространения альфеновской волны,

$$U_A = \frac{H}{\sqrt{4\pi\rho}} \quad (4)$$

из уравнений (3) и (4) выразим магнитную вязкость v_m :

$$v_m = \frac{\beta 2H^3}{(4\pi\rho)^{3/2}} - \frac{\eta}{\rho}. \quad (5)$$

Подставляя (5) в (2) получим:

$$W_{x=0} = \rho \cdot v_0 \left(u + \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} \right) - K \nabla T + \frac{1}{4\pi} H_0^2 v_0 + \frac{1}{2\pi} \beta \frac{H_0^5}{\omega^2 (4\pi\rho)^{3/2}} - \frac{\eta}{4\pi\rho} H_0^2. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что плотность потока энергии зависит от H как функция пятой степени [8].

Рассмотрим конкретный пример. Пусть:

- среднеквадратичное значение виброскорости - $v_0 = 0,5 \text{ м/с}$;
- удельная внутренняя энергия среды - $u = 30 \text{ Дж}$;
- коэффициент теплопроводности МРЖ - $K = 1,7$;
- абсолютная температура в кельвинах - $0 \leq T \leq 323^\circ \text{ К}$;
- зазор между коаксиальными цилиндрами - $2a = 0,25 \cdot 10^{-3} \text{ м}$;
- напряжённость магнитного поля - $H_0 = 200 \cdot 10^3 \sin(\omega t + \phi(t)) \text{ А/м}$;
- коэффициент поглощения альфеновской волны - $\beta = 0,1$.

Чтобы упростить выражение (6), будем считать, что температура жидкости в коаксиальном зазоре постоянна (т.е. $\nabla T = 0$), так же примем, что в первом приближении вязкость МРЖ не зависит ни от напряженности магнитного поля H ни от скорости течения V между коаксиальными цилиндрами, ($\eta = \text{const}$). В качестве рабочей жидкости возьмем МРЖ на основе глицерина, при 20°С . Тогда $\rho = 1,26 \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$, $\eta = 1480 \cdot 10^{-3} \text{ кг/м}\cdot\text{сек}$.

Площадь поперечного сечения коаксиального зазора S_k определяется через разность квадратов радиусов внутренней и внешней коаксиальных поверхностей зазора.

$$S_k = \pi r_1^2 - \pi r_2^2 = \pi r_0^2,$$

где r_1 – радиус внутренней поверхности внешнего цилиндра; r_2 – радиус внешней поверхности внутреннего цилиндра коаксиального зазора; r_0 – зазор между коаксиальными цилиндрами.

$$\text{Тогда } a = \frac{r_1 - r_2}{2}; \text{ тогда } v_0 = \frac{a^2 \Delta p}{4\eta l} \left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 = \frac{a^2 \Delta p}{9\eta l}.$$

Перепад давления в гидроопоре $\Delta p = p_1 - p_2$ (рис. 2) $p_1 = F_0/S_1$, а $p_2 = F_0/S_k$, где F_0 – сила, действующая на гидроопору, $S_k = 12,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$ – площадь поперечного сечения коаксиального зазора, $S_1 = 36,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площадь нижнего сечения рабочей камеры гидроопоры. Пусть сила воздействия на гидроопору изменяется по гармоническому закону, с частотой, равной частоте магнитного поля $F = F_0 \sin(\omega t)$ таким образом:

$$\Delta p = \frac{F_0}{S_1} \sin(\omega t) - \frac{F_0}{S_{\text{кан}}} \sin(\omega t) \quad (7)$$

Сила воздействия $F_0 = 1000 \text{ Н}$.

Учитывая все сказанное выше, построим зависимость плотности потока энергии в коаксиальном дроссельном канале гидропоры с МРЖ $W_p(H, t)|_{x=0}$ при частоте магнитного поля $\omega = 2\pi \cdot 25 \text{ [рад/сек]}$ и коэффициенте поглощения альфеновской волны $\beta = 0,1$.

Графическая интерпретация изменения плотности потока энергии в коаксиальном цилиндрическом зазоре 8 построена при помощи программного продукта Mathematica 11 Online 3D, размещённого на сайте <http://www.wolfram.com/mathematica/new-in-11/> и приведена на рисунке 3.

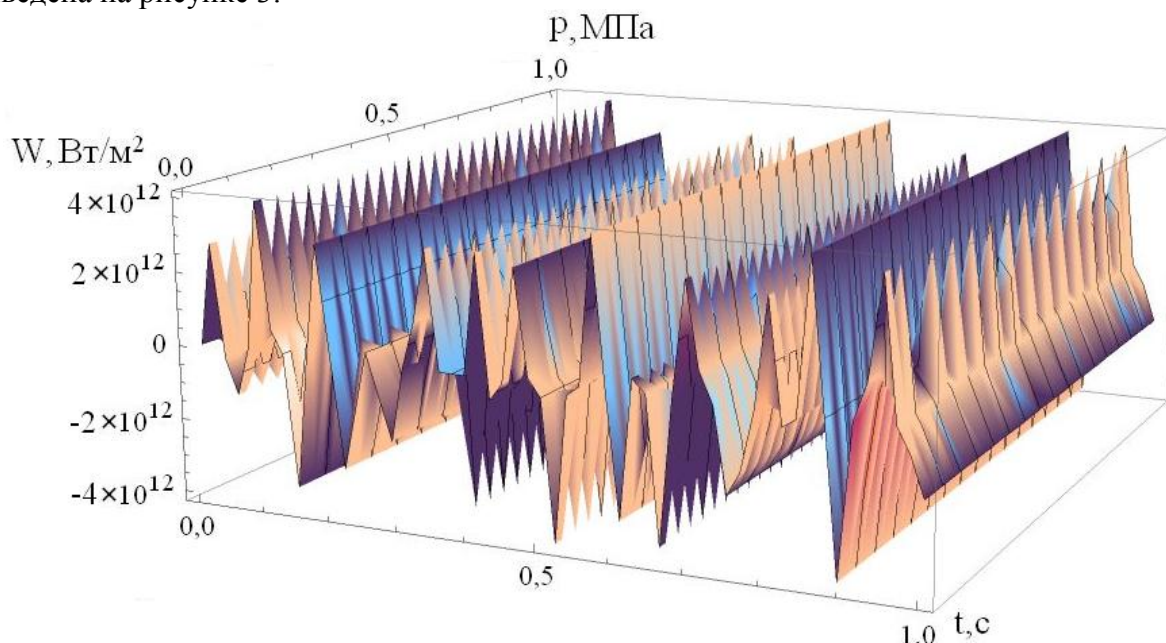


Рис. 3. Зависимость плотности потока энергии магнитного поля от времени и давления при $v_0 = 0,5$ м/с; $f = 25$ Гц и $T = 30^\circ$ С.

Из диаграммы, приведенной на рисунке 3, следует, что за время $t = 0,04$ секунды давление в цилиндрическом зазоре между коаксиальными цилиндрами изменяется в диапазоне от нуля до одного МПа. Плотность потока энергии при этом изменяется от 3×10^{12} до 4×10^{12} [В/м²] с частотой 625 Гц.

Закключение

С повышением частоты входного вибросигнала возникает частотная модуляция вектора Умова-Пойнтинга, поэтому процесс демпфирования обогащается высокочастотными составляющими, которые в вязкой магнитореологической среде активно поглощаются. Поэтому вращающееся магнитное поле в коаксиальном дроссельном канале способствует более эффективному демпфированию. Также следует, что в зазоре между двумя коаксиальными цилиндрами высокочастотные гармоники противодействуют гравитации магнитных частиц в МРЖ и уничтожают седиментацию этих частиц.

Библиография

1. Гордеев Б.А. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. / Б.А. Гордеев, В.И. Ерофеев, А.В. Синев, О.О. Мугин. – М.: Физматлит, 2004. – 175 с.
2. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Плехов А.С., Злобин П.А. Применение магнитореологических жидкостей в машиностроении // Приволжский научный журнал. – 2014. – № 4. – С.29-42.
3. Гордеев Б.А. Течение и релаксация магнитореологической жидкости в дроссельных каналах гидропор / Б.А. Гордеев, С.Н. Охулков, А.С. Плехов, Д.Ю. Титов, В.П. Горсков // Вестник машиностроения. – 2015. – №7. – С. 32-38.

4. Гордеев Б. А., Маслов В.Г., Охулков С.Н., Осмехин А.Н. К вопросу создания цилиндрического магнитореологического трансформатора в ортогональных магнитных полях // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2014. – № 2. – С. 15 -21.
5. Такетоми С. Магнитные жидкости / С. Такетоми, С.Тикадзуми, пер. с японск. – М.: Мир, 1993. – 272 с.
6. Шульман З.П. Магнитореологический эффект. / З.П. Шульман, В.И. Кордонский – Минск: Наука и техника, 1982. – 184 с.
7. Морозов Н.А. Нанодисперсные магнитные жидкости в технике и технологиях / Н.А. Морозов, Ю.Б. Казаков – Иваново: Иван. гос. энерг. ун-т., 2011. – 264 с.
8. Райхер, В.В. Русаков Вращательная вязкость вязкоупругой магнитной жидкости / Ю. Л. // Коллоидный журнал. – 2008. – №70. – С. 85-92.
9. Гордеев Б.А., Синев А.В., Куплинова Г.С. Патент №2407029 на изобретение Гидравлическая виброопора. Зарегистрирован в Государственном реестре изобретений Российской Федерации 27 декабря 2010 года, бюл. № 36.

УДК 519.24

**ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ПЛАНИРУЕМОГО ВЫЧИСЛИТЕЛЬНОГО
ЭКСПЕРИМЕНТА В ЗАДАЧЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ДЕФЕКТНЫХ СОСТОЯНИЙ
ДИНАМИЧЕСКИХ СИСТЕМ**

Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Статников И.Н., Фирсов Г.И.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН

Россия, Москва, firsovgi@mail.ru

Рассматривается применение для определения причин дефектных состояний механических систем метода планируемого ЛПП-поиска, который позволяет на основе проведения имитационных модельных экспериментов осуществить просмотр пространства параметров в заданных диапазонах их изменения.

Ключевые слова: *ППП-поиск, планирование имитационных экспериментов, техническая диагностика, червячная передача*

**APPLICATION OF THE METHOD OF THE PLANNED COMPUTING EXPERIMENT IN
THE PROBLEM OF DETERMINING THE DEFECT STATES OF DYNAMICAL
SYSTEMS**

Aleshin A.K., Kovaleva N.L., Statnikov I.N., Firsov G.I.

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute the Russian Academy of Sciences,

Russia, Moscow, firsovgi@mail.ru

The application for determining the causes of defective states of mechanical systems of the method of the planned LP search is considered, which allows to view the parameter space in the specified ranges of their changes on the basis of simulation simulations

Key words: *PLP-search, planning of simulation experiments, technical diagnostics, worm gear*

При диагностировании унифицированных поворотных столов в ряде случаев выявляемые дефекты связаны с изменением ряда параметров вследствие естественных процессов разгерметизации, износа и разрегулирования. При этом, изменения различных параметров могут порознь или в совокупности приводить к одному и тому же дефекту, поэтому выделить конкретную причину его возникновения достаточно трудно. Укажем также на отсутствие норм на допустимые значения для многих параметров, подверженных

изменению. Кроме того, во многих случаях отсутствуют возможности прямого изменения тех или иных изменяющихся параметров механизма или сами процессы измерения оказываются очень трудоемкими. Поэтому предлагается, при наличии математической модели, адекватной исследуемым процессам работы механизма, решать часть диагностических задач с помощью анализа результатов математического моделирования на ЭВМ. В частности: выделить среди параметров математической модели значимые, изменения которых действительно приводят к возникновению дефектов; определить область значений выделенных параметров, в пределах которой появления дефектов не произойдет. В результате экспериментальных исследований установлено, что в ряде случаев в механизме поворотного стола после остановки планшайбы на «жестком» упоре может происходить заклинивание червячного зацепления, т.е. при определенных значениях крутящего момента червяк не вращается. При дополнительном воздействии на червяк происходит его «страгивание», и в дальнейшем механизм движется только под действием гидромотора. Математическая модель, описывающая движение механизма при его торможении и остановке с учетом воздействия на него упругого звена – фиксатора, имеет вид:

$$\begin{aligned} \frac{dp_1}{dt} &= \left(\frac{1}{v} p_H - \frac{1}{v} p_1 - \frac{q}{R_4} \frac{dx}{dt} \right) \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_1^2} \right)^{-1} \frac{1}{W_1}; \quad \frac{dp_2}{dt} = \left(\frac{q}{R_4} \frac{dx}{dt} - \frac{p_2 - p_e}{K} \right) \left(\frac{1}{E} + \alpha \frac{p_0}{p_2^2} \right)^{-1} \frac{1}{W_2}; \\ \frac{d^2x}{dt^2} &= \left(\frac{K_M}{R_4} (p_1 - p_2) - Rtg \left(\frac{0,0175}{0,0145 \left(\frac{dx}{dt} \right)^{0,6} + 0,16} \right) \cos \lambda - R \sin \lambda \right) \frac{1}{J}; \\ \frac{d^2y}{dt^2} &= \left(m_2 tg \lambda \frac{d^2x}{dt^2} - c_2 (xtg \lambda - \psi) - (c_1 - c_2) y \right) / (m_1 + m_2); \\ \frac{d^2\psi}{dt^2} &= (xtg \lambda - y - \psi) c_2 - c_3 \psi - F_{\text{тр}}(\dot{\psi}) \frac{1}{m_3}; \\ R &= \left(m_1 \frac{d^2y}{dt^2} + c_1 y \right) \left(\cos \lambda - tg \left(\frac{0,0175}{0,0145 \left(\frac{dx}{dt} \right)^{0,6} + 0,16} \right) \sin \lambda \right)^{-1}; \\ F_{\text{тр}}(\dot{\psi}) &= \begin{cases} +F & \text{если } \dot{\psi} < 0, \\ -F & \text{если } \dot{\psi} > 0, \\ c_3 \dot{\psi} - c_2 (\psi - y - xtg \lambda) \dot{\psi} = 0, \\ |c_2 (\psi - y - xtg \lambda) - c_3 \dot{\psi}| < F_{\text{тр}}, \end{cases} \end{aligned}$$

где p_1, p_2 - давления в полостях гидромотора; p_H - давление настройки переливного клапана; v - характеристика переливного клапана; K_M - коэффициент момента гидромотора; q - удельный расход гидромотора; R_4 - радиус делительного диаметра червяка; E - модуль упругости рабочей жидкости; α - процент воздуха в рабочей жидкости; p_0 - атмосферное давление; W_1, W_2 - объем нагнетательной и сливной полостей гидромотора; λ - угол наклона витков червяка; K - коэффициент сопротивления потоку рабочей жидкости, создаваемый стабилизатором скорости; c_1, c_2, c_3 - жесткости осевой опоры червяка, кинематической цепи и узла фиксации соответственно; x, y - координаты движения червяка; J, m_1 - масса червяка по осям x, y ; m_2 - масса червячного колеса; ψ - координата планшайбы; m_3 - масса планшайбы;

$F_{тр}(\psi)$ - сила трения в опорах планшайбы; p_e - подпор давления в сливной магистрали. Экспериментами установлено, что параметрами, подверженными изменениям в процессе работы механизма, являются $c_1, c_2, c_3, K, m_3, \alpha, p_n, F_{тр}(\psi)$. Они образуют восьмимерный вектор $\bar{b}$. Заклинивание состоит в том, что движущий момент $M_{дв}$, развиваемый гидромотором, меньше момента трения червяка $M_{тр}$:

$$M_{дв} = K_m (p_1 - p_2) < R R_4 (f \cos \lambda - \sin \lambda) = M_{тр} \quad (1)$$

где f – коэффициент трения в червячном зацеплении [1].

Критерием отсутствия заклинивания является величина разности между движущим моментом $M_{дв}$ и моментом трения $M_{тр}$, приложенных к червяку, которая, в конечном итоге, является функцией вектора коэффициентов математической модели $\bar{b}$ ($c_1, c_2, c_3, K, m_3, \alpha, p_n, F_{тр}$): $\Phi(\bar{b}) = M_{дв} - M_{тр} > 0$. Из условия отсутствия заклинивания следует требование к функции $\Phi(\bar{b}) \rightarrow \max$. В исходном состоянии компоненты вектора $\bar{b}$ образуют многомерную область $G(\bar{b})$:

$$b_j^* < b_j < b_j^{**}, \quad (2)$$

где $j = 1, 2, \dots, r, r = 8$. b_j^*, b_j^{**} - предельные значения варьируемого параметра.

С учетом модели и неравенств (1) и (2) математическая постановка задачи примет такой вид:

- определить параметры b_e , где $e < r$ и оказывают, в среднем, существенное влияние на значения $\Phi(\bar{b})$;

- на основе выделенных релевантных параметров определить такую область $G_0(\bar{b}) \subseteq G(\bar{b})$, что $\forall \bar{b}^0 \in G_0(\bar{b})$ и выполняется условие $|\Phi(\bar{b}^0) - \Phi^+| \leq \varepsilon$, где $0 < \varepsilon \ll 1$, Φ^+ - заранее известное или вычисленное в ходе эксперимента экстремальное значение $\Phi(\bar{b})$.

Задача решалась на основе разработанного в ИМАШ РАН метода планируемого ЛП-поиска (ЛПП-поиска) [2], который объединяет стохастические модели, свойственные методу Монте-Карло, и планирование вычислительного эксперимента. При этом благодаря одновременной реализации идеи дискретного квазиравномерного по вероятности зондирования J – мерного пространства варьируемых параметров α_j ($j = 1, \dots, J$) и методологии планируемого математического эксперимента, с одной стороны, осуществляется глобальный квазиравномерный просмотр заданной области варьируемых параметров, а, с другой стороны, появляется возможность применить многие формальные оценки из математической статистики. Данный метод является естественным развитием эвристических подходов к моделированию систем и активно разрабатываемых в последние годы эволюционных подходов к моделированию, поскольку в процессе моделирования статистически генерируется некоторое множество моделей, из которых отбираются наиболее подходящих для данной постановки задачи исследования или проектирования.

Исходная область состояний $G(\bar{b})$ - следующие диапазоны изменения варьируемых параметров: c_1 , Н/м - $200 \cdot 10^5 - 400 \cdot 10^5$; c_2 , Н/м - $100 \cdot 10^5 - 200 \cdot 10^5$; c_3 , Н/м - $150 \cdot 10^5 - 300 \cdot 10^5$; m_3 , кг - $110 - 130$; K , кг/с м⁴ - $(0,12 - 1,0) \cdot 10^{11}$; α , % - $3 - 15$; $F_{тр}$, Н - $300 - 600$; p_n , Мпа - $3,5 - 5,0$. Значения каждого параметра определялись по формуле $b_{ji} = b_j + (b_j^* - b_j^{**}) q_{ji}$, где q_{ji} - числа Соболя; i - номер проводимого эксперимента; j - номер компоненты вектора $\bar{b}$. Значимость параметров оценивалась по критерию Фишера [3].

По результатам экспериментов на ЭВМ проводилась статистическая обработка данных (табл. 1). При 5%-ном уровне значимости параметры α, K, p_n, c_3 оказались значимыми.

Таблица 1. Результаты статистической обработки результатов машинных экспериментов

Параметр	Степени свободы		Значения критериев	
	ν_1	ν_2	расчетный	табличный
c_1	96	7	1,5	3,23
c_2	7	96	2,1	2,2
c_3	7	96	3,2	2,2
m_3	96	7	2,1	3,23
K	7	96	3,9	2,2
α	7	96	23,5	2,2
$F_{тр}$	96	7	2,95	3,23
p_n	7	96	2,6	2,2

С целью проверки полученного результата были проведены две серии контрольных экспериментов при двух различных значениях незначимых параметров и одном и том же диапазоне измерения значимых параметров, выбранных из условия достижения величиной $\Phi(\bar{b})$ наибольших значений. Это следующие диапазоны. $\alpha \in (0,3, 0,094)$; $K \in (0,56, 0,80)$ кг/с м⁴; $p_n \in (3,6, 3,8)$ Мпа; $c_3 \in (2,5, 3)10^7$ Н/м; $m_{3,1}=162$ кг; $F_1=506$ Н; $c_{1,1}=3625 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{2,1}=1062,5 \cdot 10^4$ Н/м; (область 1), $m_{3,2}=137$ кг; $F_1=431$ Н; $c_{1,2}=3375 \cdot 10^4$ Н/м; $c_{2,2}=1187,5 \cdot 10^4$ Н/м. (область 2). Для сопоставления показатели, характеризующие значения критерия $\Phi(\bar{b})$ в исходной области и в каждой из контрольных областей, сведены в табл. 2. Из сопоставления средних значений критерия $\Phi(\bar{b})$ следует, что в контрольных областях практически невозможно отыскать сочетания параметров, при которых произошло бы заклинивание. Далее видно, что при этом в контрольных областях существенно уменьшился разброс значений критерия $\Phi(\bar{b})$. Мы видим, что в контрольных областях максимальные значения Φ_{max} не намного меньше найденного в исходной области (соответственно на 12 и 12,5% меньше Φ_{max} в исходной области). Важно также отметить, что в контрольных областях все показатели из табл. 2 мало между собой отличаются, что подтверждает вывод о незначительном влиянии параметров $c_1, c_2, m_3, F_{тр}$ на значения $\Phi(\bar{b})$.

Таблица 2. Значения критериев $\Phi(\bar{b})$ в исходной и контрольных областях

Показатель	Исходная область $\Phi(\bar{b})=96$	Контрольная область	
		(1)	(2)
$\bar{\Phi}_0$	-51,25	141,30	141,32
σ	185	10,02	10,46
Φ_{max}	192	161	158
Φ_{min}	-443	129,5	122,2
$\Delta\Phi=(\Phi_{max}-\Phi_{min})$	635	31,5	35,8
$\Delta\Phi/\sigma$	3,43	3,14	3,42

Уменьшение количества возможных параметров, влияющих на возникновение заклинивания, позволило сократить трудоемкости процедуры диагностирования и ремонта механизма. Опыт проведения наладочных и ремонтных работ показал, что среди значимых

параметров наиболее часты отклонения за пределы допустимых значений параметра K , характеризующего качество работы стабилизатора скорости.

Учитывая трудоемкость проведения мероприятий, связанных с устранением причин заклинивания червячного зацепления, ремонтные работы целесообразно проводить в следующей последовательности:

- 1) отрегулировать давление в гидросистеме p_n так, чтобы $3,6 \text{ МПа} < p_n \leq 3,8 \text{ МПа}$;
- 2) привести значения K в соответствие с рекомендуемым диапазоном из (11) путем замены стабилизатора скорости;
- 3) установить значение α из рекомендуемого диапазона, устраняя воздух из гидросистемы;
- 4) установить жесткость фиксатора c_3 из рекомендуемого диапазона путем замены фиксатора.

Библиография

1. Вейц В.Л. Динамика машинных агрегатов. Л.: Машиностроение, 1972. – 324 с.
2. Статников И.Н., Фирсов Г.И. Интеллектуальная обработка результатов вычислительного эксперимента в задачах исследования и моделирования колебательных систем машин // Южно-Сибирский научный вестник. – 2013. – № 2(4). – С.5-9.
3. Митропольский А.К. Техника статистических вычислений. М.: Наука, Гл. ред. физ-мат. лит. – 1971. – 576 с.

УДК 62-762.001.5

НЕСТАЦИОНАРНАЯ ГАЗОДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТОРЦОВОГО БЕСКОНТАКТНОГО УПЛОТНЕНИЯ С УЧЁТОМ ВЛИЯНИЯ ОСЕВЫХ КОЛЕБАНИЙ РОТОРА

Бадыков Р.Р.

*Самарский Национальный Исследовательский Университет им. академика С.П.Королёва
Россия, Самара, renatbadykov@gmail.com*

В настоящей работе представлен численный метод определения динамических характеристик газовой пленки в зазоре торцового газодинамического уплотнения (ТГДУ) на основе стационарных и нестационарных CFD моделей. Результаты, полученные при использовании стационарных моделей, сравнивались с экспериментальными данными. Для получения динамических характеристик газа была создана нестационарная модель сухого газового уплотнения с деформацией сетки в уплотнительном зазоре. Для определения частоты колебаний газовой пленки применялось преобразование Фурье.

Ключевые слова: торцовое газодинамическое уплотнение, осевая вибрация, жёсткость газовой плёнки, несущая способность.

TRANSIENT GAS DYNAMIC MODEL OF DRY GAS SEAL CONSIDERING AXIAL OSCILLATION OF A ROTOR

Badykov R.R.

Samara National Research University, Russia, Samara, renatbadykov@gmail.com

This paper provides a numerical technique to determine dynamic characteristics of a gas film inside a dry gas seal gap based on steady-state and transient CFD calculations. Results obtained by steady-state calculations were compared with experimental data. A transient dry gas seal model

with mesh deformation was created to obtain dynamic characteristics of a gas film. In order to determine the oscillation frequency of a gas film, Fourier transform was applied.

Key words: dry gas seal, axial vibration, gas film stiffness, opening force.

Введение

Для предотвращения утечек газа из полости высокого давления в полость с низким давлением в механизмах применяются газовые уплотнения различного типа. Наряду с щёточными, пластинчатыми и пальчиковыми уплотнениями торцовые газодинамические уплотнения (ТГДУ) рассматриваются в качестве перспективных уплотнений. В настоящее время ТГДУ широко используются в наземной технике. Уплотнения данного типа имеют высокую герметичность и длительный срок службы (около 10 лет).

ТГДУ (рисунок 1) обычно состоит из роторного кольца (1) с канавками на его поверхности (2) и статорного кольца (6), прижатого к роторному кольцу с помощью пружин (8) через кольцо (7). Спиральные канавки нагнетают газ внутрь уплотнительного зазора. Газ, протекающий через уплотнительную щель, создает несущую способность (W), которая поддерживает зазор (h) (обычно около 2-5 микрон). Для обеспечения нормальной работы уплотнения, несущая способность уплотнения должна быть равна силе закрытия, которая является суммой сил от действия наружного давления на внешнюю торцевую поверхность статорного кольца ($W_{\text{нар}}$) и силе пружин ($W_{\text{пр}}$).

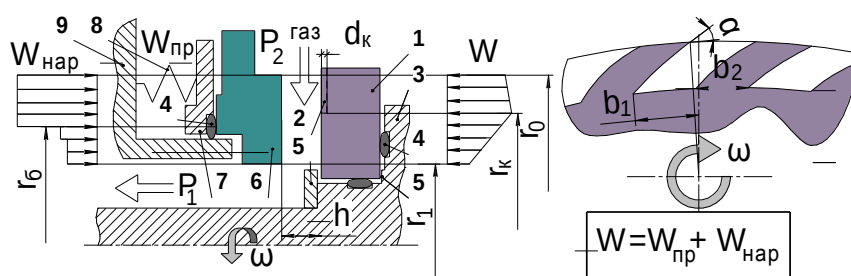


Рисунок 1. Конструкция и принцип работы торцового газодинамического уплотнения со спиральными канавками

Однако на практике текущее значение несущей способности может быть как значительно больше, так и значительно меньше силы закрытия в нестационарных условиях [1]. Такие режимы работы могут привести к отказу уплотнения. В связи с чем необходимо при проектировании уплотнения определить границы безопасной работы уплотнения (где оно работает без контакта уплотнительных колец). Основная проблема заключается в определении динамических характеристик газовой плёнки в зазоре [2]. Динамические характеристики плёнки изменяются в широком диапазоне, при работе уплотнения с изменением уплотнительного зазора, в следствии сжимаемости газа, а также наличия утечек и перетеканий газа из зазора во входную область при большом сжатии ТГДУ. В результате чего для анализа работы уплотнения при наличии осевых роторных вибраций необходимо использовать связанные газодинамические модели уплотнения, выполненные с технологией двухстороннего сопряжения с твёрдыми телами (в данном случае с уплотнительными кольцами). Для проверки результатов моделей уплотнений в работе были использованы результаты экспериментов, выполненные Габриэлем Р. [3] и Фалалеевым С.В. [4].

Моделирование

Первоначально была создана стационарная CFD модель (рисунок 2а). Модель является симметричной в окружном направлении. Для моделирования течения газа в зазоре уплотнения использовались три домена. Первый домен является присоединённой областью с внешним давлением, второй домен является областью уплотнительного зазора, а третий домен является присоединённой областью с внутренним давлением. Второй домен является

вращательным, первый и третий - стационарными. Геометрические параметры моделей для исследуемых уплотнений, а также параметры работы уплотнений представлены в таблице 1.

Далее была создана нестационарная модель ТГДУ (рисунок 2б). В данной модели уравнения движения уплотнительных колец под действием возбуждающей нагрузки (гармонические колебания, приложенные к роторному кольцу) и уравнения Навье-Стокса, осреднённые по Рейнольдсу для расчёта течения газа в зазоре, решаются совместно.

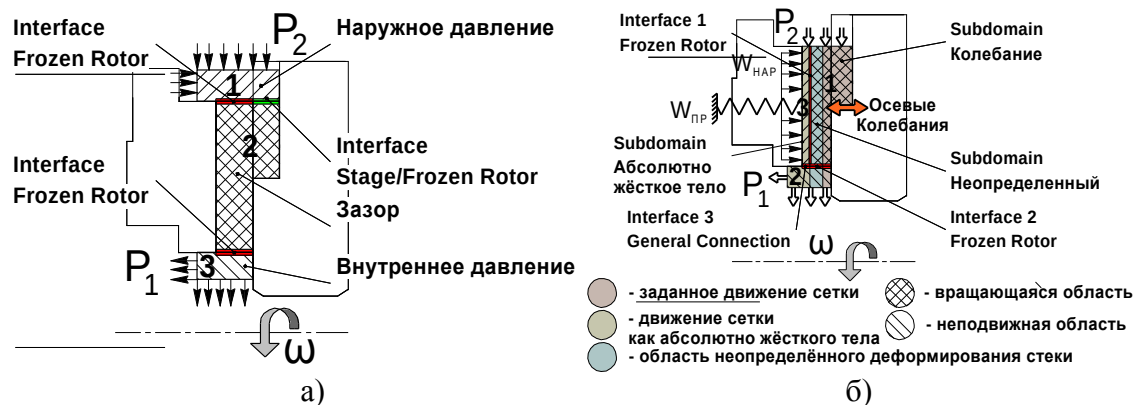


Рисунок 2 – Газодинамические модели уплотнений: а) - стационарная модель; б) – нестационарная модель, выполненная по технологии двустороннего сопряжения (FSI)

Таблица 1. Параметры уплотнений и результаты расчёта стационарных моделей

Параметры	Уплотнение Габриеля	Уплотнение Фалалеева	Вариант	Несущая способность, (кН)	Утечки, (г/с)
Наружный радиус (r_0 , мм)	77,78	112,5	Эксперимент Габриеля	33,16	0.332
Внутренний радиус (r_1 , мм)	58,42	89,85	Laminar/ (домен 2)	32,14	0.572
Радиус канавки (r_k , мм)	69	101	SST/ (домен 2)	32,29	0.543
Угол спирали (α , град.)	15	13,5	SST/ Rough walls/ (домен 2)	32,62	0.463
Отношение дуги канавки к дуге дамбы (b_1/b_2)	1	1	SST/ Int. Froz. Rotor (домены 2, 3)	32,84	0.361
Глубина канавки (d_k , мкм)	5	5	SST/ Int. Froz. Rotor Rough walls/ (домены 2, 3)	32,86	0.338
Зазор (h , мкм)	3,05	2,2	SST/ Int. Froz. Rotor Rough walls/ (домены 1, 2, 3)	33,22	0.281
Наружное давление (P_2 , кПа)	4585	6180	SST/Int. Stage/Rough walls (домены 1, 2, 3)	33,19	0.447
Внутреннее давление (P_1 , кПа)	101,3	101,3	Эксперимент Фалалеева	75,75	0.55
Температура газа (T_2 , К)	303	298	SST/ Int. Froz. Rotor Rough walls/ (домены 2, 3)	80,68	0.53
Скорость вращения (ω , об/мин)	10380	5500			
Сила закрытия (W , Н)	33168	74843			
Количество канавок	12	12			
Рабочее тело	воздух	воздух			

Однако CFX18 не поддерживает взаимодействие твердого тела и газа во вращающейся системе координат. Поэтому для обеспечения взаимодействия между статорным кольцом и газом в зазоре необходимо использовать дополнительный стационарный домен 3. Силы от действия внешнего давления и пружин добавлены в модель. Все элементы сетки свободно перемещаются, а элементы в неопределённой подобласти деформируются (рисунок 3а.).

Результаты

Результаты расчёта стационарных моделей уплотнений с различными настройками представлены в Таблице 1. Для последующих исследований использовалась модель, состоящая из второго и третьего домена (рисунок 2а). Результаты расчёта данной модели выделены маркером в таблице 1. Погрешность данной модели с результатами эксперимента, проведённого Р. Габриелем не превысила 2% (по утечкам). Для уплотнения Фалалеева С.В погрешность расчёта утечек не превысила 8%. Распределение давления в зазоре для равновесного положения (3,05 мкм) показано на рисунке 3б. Результаты распределения давления в радиальном направлении для уплотнений Р. Габриеля и Фалалеева С.В. представлены на рисунке 4а и 4б соответственно. Пунктирные линии представляют собой максимальные и минимальные значения давления по радиусу уплотнительного зазора.

Для определения частот колебания газа в уплотнительном зазоре результаты расчёта нестационарной модели уплотнения были проанализированы с использованием быстрого преобразования Фурье.

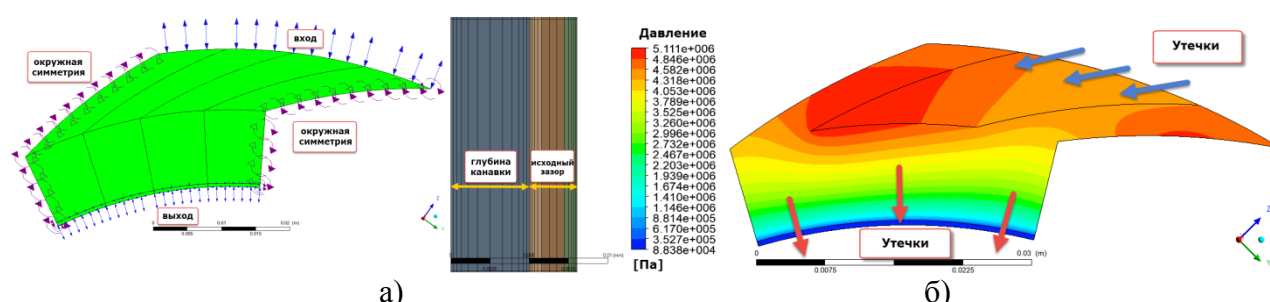


Рисунок 3. а) – Расчётная модель уплотнения Габриеля с сеткой КЭ в зазоре ТГДУ;
б) – распределение давления в зазоре при нормальной работе уплотнения

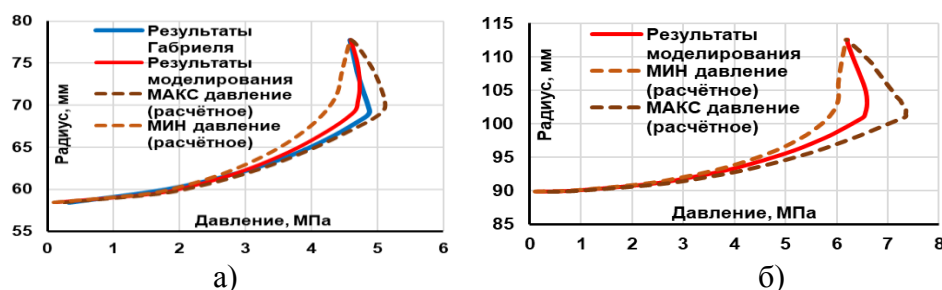


Рисунок 4. Распределение давления вдоль радиуса уплотнительных колец:
а) – уплотнения Габриеля; б) – уплотнение Фалалеева

Данные по уплотнительному зазору (рисунок 5а) и несущей способности (рисунок 5б) были подготовлены путём вычитания средних значения (т.е. зазора и несущей способности, рассчитанных с использованием стационарной модели). Было установлено, что газ в зазоре колеблется по двум частотам. Нижняя частота соответствует возбуждению, вызванному биением ротора (173 Гц для уплотнения Р. Габриеля). В то время как высокая частота в сотни раз больше гармонического возбуждения (20,2 кГц). Это объясняется сжатием газовой пленки вблизи положения равновесия.

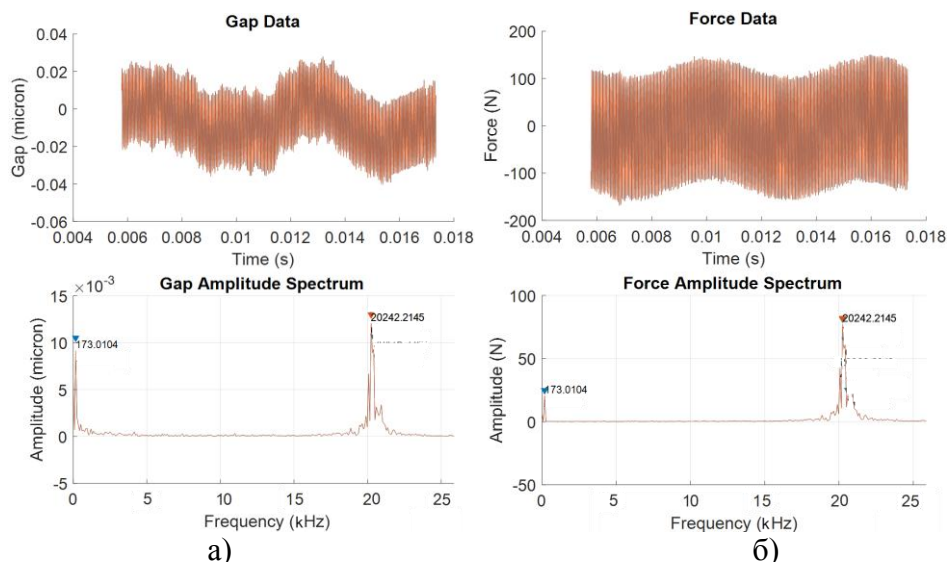


Рисунок 5. Быстрое преобразование Фурье: а) – результаты для уплотнительного зазора; б) – результаты для несущей способности уплотнения

Заключение

Таким образом, была получена нестационарная FSI модель ТГДУ, способная точно определить рабочие характеристики уплотнения при наличии осевых роторных вибраций. Данная модель в дальнейшем может быть использована для расчёта уплотнения на нерасчётных режимах работы с целью прогнозирования отказа ТГДУ.

Библиография

1. Фалалеев С.В., Новиков Д.К., Балякин В.Б., Седов В.В. Торцовые газодинамические уплотнения. Самара: СНЦ РАН, 2013. – 300 с.
2. Ojile J., Teixeira J., Carmody C. Mechanical seal failure analysis // Tribology Transactions. – 2010. – Vol. 50. – P. 630-635.
3. Gabriel R. Fundamentals of spiral groove noncontacting face seals // Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers. – 1994. – Vol. 50. – P. 215-224.
4. Фалалеев С.В., Балякин В.Б., Новиков Д.К., Седов В.В., Виноградов И.С. Экспериментальные исследования торцового газодинамического уплотнения // Известия самарского научного центра Российской академии наук. – 2011. – Том 13, №4. – С. 290-212.

УДК 534.1

КОЛЕБАНИЯ РОТОРА ПРИ ЕГО КОНТАКТЕ С ПЛАВАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ РОТОРНОЙ СИСТЕМЫ*

Банах Л.Я., Тывес Л.И.

*Институт машиноведения им. А.А. Благодногова Российской академии наук,
Россия, Москва, banl@inbox.ru*

Рассматриваются колебания ротора при его контакте с легкими плавающими элементами, такими, как уплотнительные кольца, плавающие втулки гидростатических подшипников. При этом возникает режим обегания кольца вокруг ротора, типа хула- хуп.

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ 18-08-00171_a

Найдены теоретические и экспериментальные траектории ротора и кольца при различных соотношениях параметров системы.

Ключевые слова: колебания ротора, плавающее кольцо, обегание, прямая прецессия, траектории.

ROTOR OSCILLATIONS AT ITS CONTACT WITH FLOATING ELEMENTS OF THE ROTOR SYSTEM

Banakh L.Ya., Tyves L.I.

*Mechanical Engineering Research Institute n.m. A.A. Blagonravov of RAS,
Russia, Moscow, banl@inbox.ru*

We consider the oscillations in the rotor systems during rotor's contact with lightweight floating elements, such as sealing rings, floating sleeves in hydrostatic bearings. In this case occur a running regime when the ring rotates around the rotor, such as hula-hoop. Theoretical and experimental trajectories of the rotor and ring are found for various ratios of the system parameters.

Key words: rotor oscillations, floating ring, running, forward whirling, trajectories.

Введение

В роторных системах нередко происходит контакт вращающегося ротора с элементами роторной системы, что часто приводит к аварийным ситуациям. Так, достаточно опасными могут оказываться контактные режимы при вращении ротора внутри легких подвижных элементов системы, например, при вращении ротора в подшипниках с плавающей втулкой, при вращении ротора внутри плавающих уплотнений [1-3] (Рис.1). Это может вызывать поломку этих элементов.

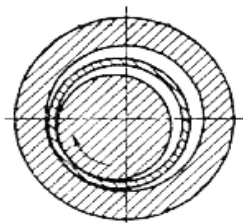


Рис.1. Гидростатический подшипник с плавающей втулкой.

Плавающие уплотнения в настоящее время успешно применяются в роторных системах, что обеспечивает хорошую герметизацию уплотнения. Аналогичные режимы специально поддерживаются в вибромашинах при переработке материалов в виброинерционных дробилках[4].

При таких режимах кольцо «обегает» ротор при постоянном контакте с ним в режиме прямой прецессии, когда направление прецессии совпадает с направлением вращения. При этом возникают колебания типа «хула-хуп» [5, 6]. Это отличает режим обегания от режима обкатки ротора по неподвижному статору [2], для которого характерно возникновение обратной прецессии центра ротора с большой угловой скоростью.

Следует заметить, что характер колебаний в режиме «хула- хуп» в роторной системе и в случае классического упражнения «хула-хуп», выполняемого спортсменами [6], существенно различен. Действительно, ротор в результате прямой синхронной прецессии совершает «лунное» движение, при котором каждая точка ротора сохраняет свое положение относительно оси вращения [7]. Поэтому контакт кольца с ротором происходит в одной и той же точке *P* орбиты ротора, наиболее удаленной от центра вращения. Этот факт был подтвержден также экспериментально. Такой режим может привести к преждевременному

истиранию ротора в точке контакта и увеличению его эксцентриситета. В отличие от ротора, тело спортсмена совершает только поступательные движения без вращения и, следовательно, контакт тела с кольцом происходит каждый раз в разных точках.

Экспериментальная установка и траектории точек кольца в режиме обегания.

Для изучения режимов обегания была спроектирована и изготовлена экспериментальная установка (рис.2). В этой установке при различном закреплении рычага можно имитировать два режима:

- 1) режим прямой синхронной прецессии ротора, при котором все точки ротора («шайбы») совершают «лунное» движение, то есть сохраняют свое положение при вращении рычага;
- 2) классический режим «хула-хуп», при котором тело совершает плоскопараллельное движение без вращения.

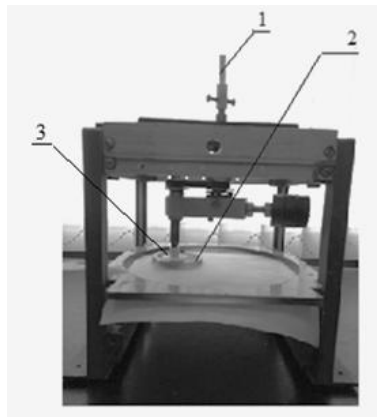


Рис.2 .Экспериментальная установка для кинематического анализа траекторий при обегании: 1- двигатель, 2- легкое кольцо, 3- вращающийся «ротор»

Типичная траектория точки кольца представлена на рис.3. Центр кольца описывает окружность радиуса $\delta = R - r_1$, $r_1 = r + a$ где R -радиус кольца, r - радиус ротора, a - величина, определяемая скоростью вращения ротора ω и величиной эксцентриситета. Точки кольца в результате суперпозиции колебаний - прямой прецессии вместе с центром кольца и вращения вокруг него - описывают эпитрохоиды (рис.3).

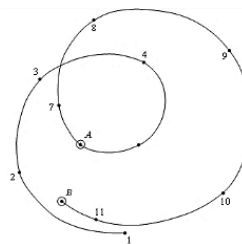


Рис.3. Экспериментальные траектории точек кольца при его обегании вокруг ротора:
т. А- один оборот ротора, т. В- два оборота ротора, один оборот кольца, $R = 1.8r$.

Взаимное расположение ротора и кольца при колебаниях показано на рис. 4. При контакте ротора с кольцом в точке P геометрический центр ротора O_1 находится на окружности 3, а геометрический центр кольца O_2 - на окружности 4. Поскольку ротор совершает прямую синхронную прецессию со скоростью ω вокруг центра вращения O , то он сообщает кольцу скорость прецессии Ω вокруг того же центра O .

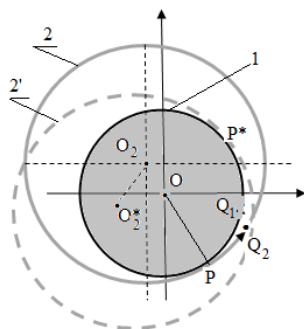


Рис.4. Круговая орбита точки Р ротора максимально удаленной от оси вращения О, 2-положение кольца при контакте с ротором в точке Р в момент t_0 , 2'-положение кольца в момент $t_0 + \Delta t$ при его контакте с ротором в точке Р*.

Определение скорости вращения и скорости прямой прецессии кольца

Как показывают расчеты и подтверждают эксперименты, скорость Ω центра кольца равна скорости вращения ротора ω , как по величине, так и по направлению. Таким образом, в отличие от режима обкатки прецессия центра кольца - прямая, поэтому траектории точек кольца - эпитрохоиды.

Из условия равенства скоростей ротора и кольца в точке контакта, находим, что скорость вращения кольца $\omega_1 = \omega R/r$. Отсюда видно, что если радиусы ротора и кольца близки, то их скорости вращения также близки, и траектории точек кольца описывают окружности. Это же подтверждает и эксперимент.

Необходимо также учитывать, что в реальности в момент контакта происходит проскальзывание кольца относительно ротора, то есть имеется вязкое демпфирование, и не вся скорость ротора передается кольцу, а часть ее поглощает демпфирование. Это можно учесть, вводя в уравнения коэффициент c , учитывающий трение. Поэтому реальная скорость вращения кольца $\omega_1 < \omega R/r$.

При очень большом трении между кольцом и ротором происходит жесткое зацепление кольца с ротором, и оно движется принудительно со скоростью вращения ротора.

Заключение

При постоянном контакте ротора с легкими подвижными элементами роторной системы возникает режим обегания кольца вокруг статора в режиме прямой асинхронной прецессии, типа хула-хуп (в отличие от режима обкатки).

В кинематическом случае при малом зазоре траектории точек кольца близки к окружности.

Скорость вращения кольца определяется отношением радиусов кольца и ротора.

Библиография

1. Марцинковский В.А. Бесконтактные уплотнения роторных машин. М: Машиностроение, 1982. – 200 с.
2. Banakh L. Contact problems in rotor systems // Vibroengineering. Procedia. October. – 2016.- Vol.8. – P. 90-96.
3. Банах Л.Я., Бармина О.В. Устойчивость вращения ротора с плавающими уплотнительными кольцами // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2015. – №1. – С.9-15.
4. Блехман И.И. Вибрационная механика. М.: Наука, 1994. – 398 с.
5. Банах Л.Я., Бармина О.В., Кельнер М.С. Кинематика движений в роторной системе при контакте ротора с плавающими элементами // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2017. – №4. – С. 26-30.

6. Belyakov A.O. and Seyranian A.P. The hula-hoop problem // Doklady AN. Physics. – 2010. – Vol. 55, No. 2. – Pp. 99—104.

7. Диментберг Ф.М. Изгибные колебания вращающихся валов. М.: Изд. АН СССР, 1959. – 274 с.

УДК 62-13

СКОРОСТЬ ОБРАТНОЙ ПРЕЦЕССИИ РОТОРА СО МНОГИМИ СТЕПЕНЯМИ СВОБОДЫ ПРИ ОБКАТЫВАНИИ СТАТОРА*

Бармина О.В., Никифоров А.Н.

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,
Россия, Москва, n.andre@mail.ru*

Строится математическая модель гибкого ротора с n степенями свободы, обкатывающего податливый статор с проскальзыванием между ними, т.е. когда угловая скорость роторной прецессии не равна произведению скорости вращения на отношение радиуса ротора к радиальному зазору в месте контакта и является объектом поиска.

Ключевые слова: *система ротор-статор, контакт.*

BACKWARD PRECESSION OR WHIP FREQUENCY FOR MULTIPLE-DEGREE-OF-FREEDOM ROTOR AT SLIP ROLLING ON STATOR

Barmina O.V., Nikiforov A.N.

*Mechanical Engineering Research Institute of Russian Academy of Sciences,
Russia, Moscow, n.andre@mail.ru*

Mathematic model for multiple-degree-of-freedom flexible rotor at the slip rolling on compliant stator is developed, i.e. when the angle velocity of rotor precession is not a multiplication the velocity of rotation by a ratio of rotor radius and radial clearance at the contact place, otherwise the whip frequency is a research object.

Key words: *rotor-stator system, contact.*

Введение

Большая часть проблем в инженерной практике, связанных с вибрацией вала или ротора, возникает вследствие разрушительного влияния на систему статора. Оригинальность данной работы в том, что для определения возникающих при контакте сил нормального давления и сухого/полусухого трения используются гармонические перемещения, скорости и ускорения, т.е. уравнение нормальных колебаний, системы «гибкий ротор – податливый статор». При этом, когда в системе имеется непосредственный контакт между ротором и статором, представляемый в виде дополнительной линейно упругой связи (пружины) между ними жесткостью k_k - контактная жесткость, то такая система называется «контактной», в противном случае – «бесконтактной».

Моделирование системы «гибкий ротор – податливый статор»

Для исследования динамики ротора, контактирующего со статором, необходимо построить колебательную модель, имеющую, по меньшей мере, несколько инерционно-упругих элементов.

Любую осесимметричную роторную систему выгодно (поскольку просто, в том числе с точки зрения выполнения достаточно точных расчетов) представлять в виде комбинации

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, проект № 18-08-00171_a

следующих трех конечных элементов (рис.1).

1. Жесткий диск с сосредоточенными массой m_i , поперечным I_i и полярным I_{0i} моментами инерции. Уравнение двумерного[†] движения такого диска, вращающегося с постоянной угловой скоростью ω , в неподвижной системе отсчета и матричной форме [1]:

$$\begin{bmatrix} [m_d] & [0] \\ [0] & [m_d] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{x}\} \\ \{\ddot{y}\} \end{Bmatrix} + \omega \begin{bmatrix} [0] & [g_d] \\ -[g_d] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{\dot{y}\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f_x\} \\ \{f_y\} \end{Bmatrix},$$

$$\text{где } \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{y\} \end{Bmatrix} = \{x_i \quad \varphi_{yi} \quad y_i \quad \varphi_{xi}\}^T, \quad \begin{Bmatrix} \{f_x\} \\ \{f_y\} \end{Bmatrix} = \{P_{xi} \quad P_{\varphi yi} \quad P_{yi} \quad P_{\varphi xi}\}^T, \quad [m_d] = \begin{bmatrix} m_i & 0 \\ 0 & I_i \end{bmatrix}, \quad [g_d] = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & I_{0i} \end{bmatrix}.$$

2. Вращающийся балочный элемент длиной l , радиуса r , с распределенными инерционно-упругими параметрами и внутренним трением гистерезисного типа. Уравнение движения такого балочного элемента в принятой форме [2-3]:

$$\begin{bmatrix} [m] & [0] \\ [0] & [m] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\ddot{x}\} \\ \{\ddot{y}\} \end{Bmatrix} + \omega \begin{bmatrix} [0] & [g] \\ -[g] & [0] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}\} \\ \{\dot{y}\} \end{Bmatrix} + \left(\begin{bmatrix} [k] & [0] \\ [0] & [k] \end{bmatrix} + \frac{\eta_h}{\sqrt{1+\eta_h^2}} \begin{bmatrix} [0] & [k] \\ -[k] & [0] \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{y\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \{f_x\} \\ \{f_y\} \end{Bmatrix},$$

$$\text{где } \begin{Bmatrix} \{x\} \\ \{y\} \end{Bmatrix} = \{x_i \quad \varphi_{yi} \quad x_{i+1} \quad \varphi_{yi+1} \quad y_i \quad \varphi_{xi} \quad y_{i+1} \quad \varphi_{xi+1}\}^T,$$

$$\begin{Bmatrix} \{f_x\} \\ \{f_y\} \end{Bmatrix} = \{F_{xi} \quad M_{yi} \quad F_{xi+1} \quad M_{yi+1} \quad F_{yi} \quad M_{xi} \quad F_{yi+1} \quad M_{xi+1}\}^T,$$

$$[m] = [m_t] + [m_r], \quad [g] = 2[m_r],$$

$$\begin{aligned} [m_t] &= \frac{m_0 l}{420(1+s)^2} \begin{bmatrix} c_1 & \text{сим.} & & \\ c_2 & c_5 & & \\ c_3 & -c_4 & c_1 & \\ c_4 & c_6 & -c_2 & c_5 \end{bmatrix}, & c_1 &= 156 + 294s + 140s^2 \\ & & c_2 &= (22 + 38.5s + 17.5s^2)l \\ & & c_3 &= 54 + 126s + 70s^2 \\ & & c_4 &= -(13 + 31.5s + 17.5s^2)l \\ & & c_5 &= (4 + 7s + 3.5s^2)l^2 \\ & & c_6 &= -(3 + 7s + 3.5s^2)l^2 \\ [m_r] &= \frac{m_0 r^2}{120l(1+s)^2} \begin{bmatrix} 36 & \text{сим.} & & \\ c_7 & c_8 & & \\ -36 & -c_7 & 36 & \\ c_7 & c_9 & -c_7 & c_8 \end{bmatrix}, & c_7 &= (3 - 15s)l \\ & & c_8 &= (4 + 5s + 10s^2)l^2 \\ & & c_9 &= -(1 + 5s - 5s^2)l^2 \\ [k] &= \frac{EJ}{l^3(1+s)} \begin{bmatrix} 12 & \text{сим.} & & \\ 6l & c_{10} & & \\ -12 & -6l & 12 & \\ 6l & c_{11} & -6l & c_{10} \end{bmatrix}, & c_{10} &= (4 + s)l^2 \\ & & c_{11} &= (2 - s)l^2 \\ & & s &= \frac{12EJ}{0.9G\pi r^2 l^2}, \quad G \approx 0.4E \end{aligned}$$

Принято, что балочный элемент обладает диссипацией, которая не зависит от частоты. Напряжение опережает соответствующую деформацию на угол ϕ , который определяется материалом. Петля гистерезиса в плоскости напряжение-деформация повторяет эллипс, площадь которого пропорциональна $\sin \phi$ и характеризует величину рассеянной энергии, так что $\sin \phi = \eta_h / \sqrt{1 + \eta_h^2}$, где η_h - коэффициент гистерезисных потерь в материале.

3. Линеаризованная «короткая» опора, характеризующаяся уравнением вида:

$$\begin{bmatrix} \eta_v k_b & 0 \\ 0 & \eta_v k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_j \\ \dot{y}_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_b & \eta_h k_b \\ -\eta_h k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_j \\ y_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_{xj} \\ Q_{yj} \end{Bmatrix},$$

т.е. с изотропной поперечной жесткостью, нулевой угловой жесткостью, вязким

[†] Поперечные колебания роторов совершаются в форме круговой или эллиптической прецессии, поэтому необходимо учитывать обобщенные силы и перемещения роторных элементов в двух взаимно перпендикулярных направлениях.

демпфированием и гистерезисными потерями.

Здесь важно отметить, что место непосредственного контакта ротора со статором формально аналогично опоре, лишенной вязкого трения, поэтому:

$$\begin{bmatrix} k_k & \eta_h k_k \\ -\eta_h k_k & k_k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_k \\ y_k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} Q_{xk} \\ Q_{yk} \end{Bmatrix}.$$

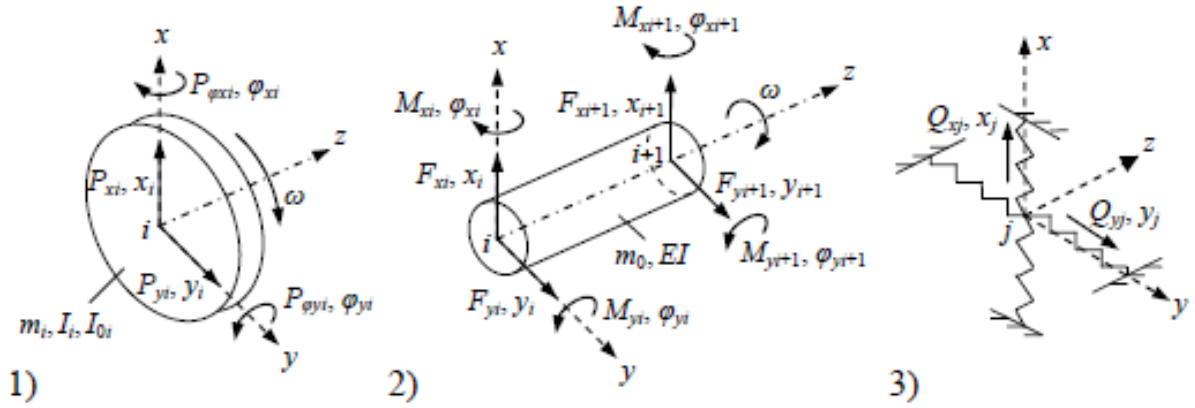


Рис.1. Конечные элементы ротора: жесткий диск (1), балочный элемент (2), линейризованная «короткая» опора (3), в т.ч. их обобщенные силы и перемещения

Так как сцепление роторных элементов производится в осевом направлении, переход от местных координат элементов к общим координатам роторной системы тривиален. Он не содержит геометрических преобразований и сводится к простому последовательному нумерованию обобщенных перемещений/сил. Правило составления роторной системы таково, что если два элемента связаны, то перемещения смежных концов должны быть равны, а соответствующие обобщенные силы должны суммироваться.

Конечным результатом является система линейных дифференциальных уравнений с постоянными коэффициентами вида:

$$[M]_{2n \times 2n} \{\ddot{q}\}_{2n \times 1} + [C]_{2n \times 2n} \{\dot{q}\}_{2n \times 1} + [K]_{2n \times 2n} \{q\}_{2n \times 1} = \{F\}_{2n \times 1}, \quad (1)$$

где $[M]_{2n \times 2n} = \begin{bmatrix} [M] + [M_d] & [0] \\ [0] & [M] + [M_d] \end{bmatrix}$, $[C]_{2n \times 2n} = \begin{bmatrix} \eta_v [K_b] & \omega [G] + \omega [G_d] \\ -\omega [G] - \omega [G_d] & \eta_v [K_b] \end{bmatrix}$,

$$[K]_{2n \times 2n} = \begin{bmatrix} [K] + [K_b] & \eta_h [K] + \eta_h [K_b] \\ -\eta_h [K] - \eta_h [K_b] & [K] + [K_b] \end{bmatrix}, \quad \{q\}_{2n \times 1} = \begin{Bmatrix} \{q_x\} \\ \{q_y\} \end{Bmatrix}, \quad \{F\}_{2n \times 1} = \begin{Bmatrix} \{F_x\} \\ \{F_y\} \end{Bmatrix}.$$

Число степеней свободы в плоскости n равно $2p$, где p - число узлов, а $(p-1)$ - число балочных элементов. Векторы порядка $n \times 1$ образуются из совершающихся в плоскости поступательных и угловых перемещений узлов или из действующих в плоскости на некоторые узлы компонент внешних сил, среди которых могут быть и контактные. Подматрицы размера $n \times n$ означают сборку из подматриц или из констант конечных элементов.

Подматрицы инерции $[M]$, гироскопических моментов $[G]$ и жесткости $[K]$ балочных элементов становятся ленточными вида:

$$[C]_{n \times n} = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & c_{14} & 0 & 0 \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & c_{24} & 0 & 0 \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} + c_{11} & c_{34} + c_{12} & c_{13} & c_{14} \\ c_{41} & c_{42} & c_{43} + c_{21} & c_{44} + c_{22} & c_{23} & c_{24} \\ 0 & 0 & c_{31} & c_{32} & c_{33} + c_{11} & c_{34} + c_{12} \\ 0 & 0 & c_{41} & c_{42} & c_{43} + c_{21} & c_{44} + c_{22} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \end{bmatrix},$$

где под каждым двузначным индексом понимается номер строки и номер столбца матриц $[m]$, $[g]$ и $[k]$.

Инерционная $[M_d]$ и гироскопическая $[G_d]$ подматрицы дисков, а также подматрица жесткости подшипников $[K_b]$ диагональные вида $[\cdot \cdot]_{n \times n}$, поэтому их объединение с подматрицами балочных элементов может быть выражено как:

$$[C]_{n \times n} + [\cdot \cdot]_{n \times n} = \begin{bmatrix} \dots & & & & & \\ & c_{2i-1 \ 2i-1} + C_i & & & & \\ & & c_{2i \ 2i} + C_{i+1} & & & \\ & & & \dots & & \\ & & & & c_{2j-1 \ 2j-1} + C_j & \\ & & & & & \dots \\ & & & & & & c_{2k-1 \ 2k-1} + C_k \\ & & & & & & \dots \end{bmatrix}.$$

Здесь под каждым двузначным индексом понимается номер строки и номер столбца объединенных матриц, которые определяются тем или иным номером узла, константа C_i равна m_i , константа C_{i+1} равна I_i или I_{0i} , константа C_j равна k_{bj} .

Константа C_k , равная k_k , добавляется в матрицу жесткости роторной системы $[K]_{n \times n} = [K] + [K_b]$, когда k -ое или/и другое сечение ротора контактирует с упругой поверхностью неподвижного статора (рис.2). Получающаяся матрица жесткости *контактной роторной системы* далее обособляется тильдой $[\tilde{K}]_{n \times n} = [K] + [K_b] + [K_k]$.

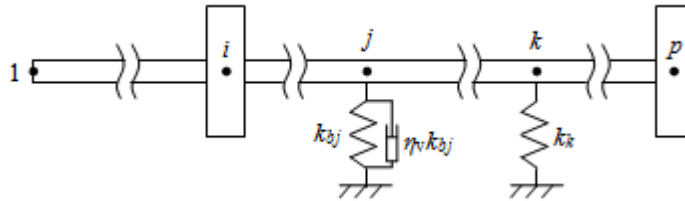


Рис.2. Произвольная роторная система и её p узлов

Так как система осесимметричная, допустима более компактная форма (1) за счет объединения матричных уравнений

$$\begin{aligned} [M]_{n \times n} \{\ddot{q}_x\} + \eta_v [K_b] \{\dot{q}_x\} + \omega [G] \{\dot{q}_y\} + [K]_{n \times n} \{q_x\} + \eta_h [K]_{n \times n} \{q_y\} &= \{F_x\} \\ i[M]_{n \times n} \{\ddot{q}_y\} + i\eta_v [K_b] \{\dot{q}_y\} - i\omega [G] \{\dot{q}_x\} + i[K]_{n \times n} \{q_y\} - i\eta_h [K]_{n \times n} \{q_x\} &= i\{F_y\} \end{aligned}$$

где $[M]_{n \times n} = [M] + [M_d]$, $[G] = [G] + [G_d]$.

В результате, определяя перемещения в плоскости xz действительными, а перемещения в плоскости yz мнимыми, т.е. рассматривая векторы комплексных обобщенных координат $\{q\}_{n \times 1} = \{q_x\} + i\{q_y\}$ и сил $\{F\}_{n \times 1} = \{F_x\} + i\{F_y\}$, будет:

$$[M]_{n \times n} \{\ddot{q}\}_{n \times 1} + (\eta_v [K_b] - i\omega [G]) \{\dot{q}\}_{n \times 1} + ([K]_{n \times n} - i\eta_h [K]_{n \times n}) \{q\}_{n \times 1} = \{F\}_{n \times 1}. \quad (2)$$

Реакция осесимметричной системы «гибкий ротор – податливый статор» на контакт

Уравнения вида (1) и (2) могут быть непосредственно использованы для определения реакции прецессирующего ротора на контактные силы. Пусть правую часть (1) или (2) образуют только компоненты контактных сил, приложенные к k -й точке бесконтактной системы (рис.3) и приводящие к обратной прецессии:

$$\begin{aligned} F_{xk} &= -N \cos(-\Omega t) + T \sin(-\Omega t) \\ F_{yk} &= -N \sin(-\Omega t) - T \cos(-\Omega t), \quad F_{xk} + iF_{yk} = -(N + iT)e^{-i\Omega t}, \quad F_{xi \neq k} = F_{yi \neq k} = 0. \end{aligned}$$

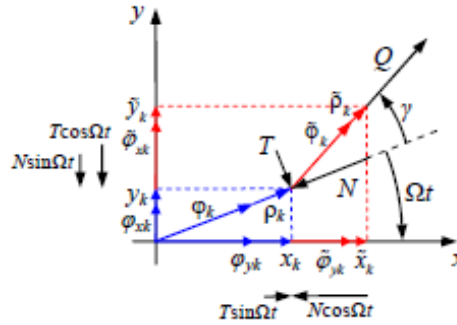


Рис.3. Перемещения k -го узла бесконтактной (син.) и контактной (крас.) системы «гибкий ротор – податливый статор», а также контактные силы (нормального давления N и сухого трения $T = \mu N$, $\mu = \tan \gamma$), проекции этих сил, нагружающие бесконтактную систему, и их результирующая (Q), нагружающая контактную систему

Математические преобразования будут компактнее, если исходить из (2):

$$[M]\{\ddot{q}\} + (\eta_v[K_b] - i\omega[G])\{\dot{q}\} + ([K] - i\eta_h[K])\{q\} = -(\{f_N\} + i\{f_T\})e^{-i\Omega t},$$

где $\{f_N\} = \begin{Bmatrix} N \end{Bmatrix}^T$, $\{f_T\} = \begin{Bmatrix} T \end{Bmatrix}^T$

Правая часть уравнения движения контактной системы содержит те же силы, но противоположного знака:

$$[M]\{\ddot{\tilde{q}}\} + (\eta_v[K_b] - i\omega[G])\{\dot{\tilde{q}}\} + ([\tilde{K}] - i\eta_h[\tilde{K}])\{\tilde{q}\} = (\{f_N\} + i\{f_T\})e^{-i\Omega t}.$$

Так как движение предполагается установившимся, то решения имеют вид:

$$\{q\} = \{A\}e^{-i\Omega t}, \quad \{\tilde{q}\} = \{\tilde{A}\}e^{i(\gamma - \Omega t)},$$

где $A_i = \rho_i = \text{const}$, $A_{i+1} = \varphi_i = \text{const}$, $\tilde{A}_i = \tilde{\rho}_i = \text{const}$, $\tilde{A}_{i+1} = \tilde{\varphi}_i = \text{const}$.

Подстановка этих равенств в вышеприведенные уравнения дает:

$$\begin{aligned} (\Omega^2[M] + \Omega\omega[G] - [K] + i\Omega\eta_v[K_b] + i\eta_h[K])\{A\} &= \{f_N\} + i\{f_T\} \\ ([\tilde{K}] - \Omega^2[M] - \Omega\omega[G] - i\Omega\eta_v[K_b] - i\eta_h[\tilde{K}])\{\tilde{A}\}e^{i\gamma} &= \{f_N\} + i\{f_T\} \end{aligned}$$

Если пренебречь гироскопическим влиянием и трением, то фундаментальное уравнение безотрывного скольжения ротора по статору (необязательно обратного, вследствие Ω^2):

$$(\Omega^2[M] - [K])\{A\} = ([\tilde{K}] - \Omega^2[M])\{\tilde{A}\}. \quad (3)$$

Это уравнение линейное, поэтому $\{A\}$ и $\{\tilde{A}\}$ могут быть умножены на любой масштабный коэффициент и заменены на некоторые известные $\{A\}_i$ и $\{\tilde{A}\}_j$ соответственно:

$$(\Omega^2[M] - [K])\{A\}_i = ([\tilde{K}] - \Omega^2[M])\{\tilde{A}\}_j. \quad (4)$$

В сущности (3), как и (4), определяет радиусы орбит кругового движения сечений ротора относительно величины радиального зазора $\delta = R - r$, где r и R - радиусы поверхностей ротора и статора в месте их контакта.

Пусть $\{A\}_i = \{A_{(1)} \dots A_{(2k-1)} \dots\}_i^T$ - вектор известных узловых перемещений,

соответствующих i -й собственной форме бесконтактной системы $\{u\}_i = \{u_{(1)} \dots u_{(2k-1)} \dots\}_i^T$ и в то же время касанию k -го сечения ротора с поверхностью статора. Тогда с одной стороны будет выполнено условие бесконтактной системы $N=0$, а с другой стороны станет возможным определение a_i по величине зазора δ в k -м месте:

$$\begin{aligned} a_i u_{(1)i} &= A_{(1)i} \\ &\dots \\ a_i u_{(2k-1)i} &= A_{(2k-1)i} = \delta, \text{ отсюда: } a_i = \frac{\delta}{u_{(2k-1)i}}. \end{aligned}$$

Заключение

Согласно (4):

$$\tilde{a}_j = \frac{\Omega^2 - \lambda_i^2}{\tilde{\lambda}_j^2 - \Omega^2} \Delta_{ji} a_i, \quad (5)$$

где λ_i и $\tilde{\lambda}_j$ - i -я и j -я круговые собственные частоты бесконтактной и контактной систем (здесь по определению невращающихся), $\Delta_{ji} = \{\tilde{u}\}_j^T \{u\}_i$, что можно назвать коэффициентом суперпозиции мод (наложения j -й формы опирания на i -ю форму касания).

Так как $\{f_N\} > 0$, то на основании (4) должно быть:

$$\Omega^2 [M] \{A\}_i > [K] \{A\}_i, \quad [\tilde{K}] \{\tilde{A}\}_j > \Omega^2 [M] \{\tilde{A}\}_j$$

или:

$$\Omega^2 \{u\}_i^T \mathbf{E} \{u\}_i > \{u\}_i^T \mathbf{D} \{u\}_i, \quad \{\tilde{u}\}_j^T \tilde{\mathbf{D}} \{\tilde{u}\}_j > \Omega^2 \{\tilde{u}\}_j^T \mathbf{E} \{\tilde{u}\}_j,$$

где $\mathbf{E}$ - единичная матрица, $\mathbf{D} = [M]^{-1}[K]$, $\tilde{\mathbf{D}} = [M]^{-1}[\tilde{K}]$.

В результате объединения неравенств:

$$\lambda_i < |\Omega| < \tilde{\lambda}_j. \quad (6)$$

Отношение (5) описывает реакцию невращающейся недемпфированной системы «гибкий ротор – податливый статор» на установившийся контакт, что возможно при выполнении условия существования или устойчивости безотрывного движения (скольжения) ротора по статору (6).

Соотношения, выполняющиеся при зависимости частот и форм собственных колебаний $\lambda_{\omega i}$, $\{u_{\omega}\}_i$ и $\tilde{\lambda}_{\omega j}$, $\{\tilde{u}_{\omega}\}_j$ от скорости вращения ω (когда учитываются эффекты вращения: гироскопическое действие, внутреннее, внешнее и контактное трение), выводятся в [4].

Библиография

1. Крестниковский К.В., Никифоров А.Н., Шохин А.Е. Частота обкатки ротором статора в зависимости от величины зазоров между ними // Справочник. Инженерный журнал. – 2018 – №9.
2. Zorzi E.S., Nelson H.D. Finite Element Simulation of Rotor-Bearing Systems with Internal Damping // ASME Journal of Engineering for Power. – Vol.99, No.1 (1977). – Pp.71-76.
3. Nelson H.D. A Finite Rotating Shaft Element Using Timoshenko Beam Theory // ASME Journal of Mechanical Design. – Vol.102, No.4 (1980). – Pp.793-803.
4. Никифоров А.Н. Об обкатке с проскальзыванием ротора по статору и влияние на её частоту трения и гироскопических моментов // Справочник. Инженерный журнал. – 2018. – №10.

УДК 531.01

СИНТЕЗ УПРАВЛЕНИЙ МЕХАНИЧЕСКИМИ СИСТЕМАМИ В ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ

Богданов А.С., Балбаров В.С., Рабданова Н.М., Семенов Е.Д.

*Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, Россия,
Улан-Удэ, esstu2009@mail.ru*

В статье найдены управления, реализующие режимы разгона и торможения механических систем. Данные управления пропорциональны обобщенным импульсам с коэффициентом пропорциональности равным кинетической энергии в степени m . Показано, что движение управляемых механических систем идентично ее движению по инерции, т.е. управляемое движение полностью учитывает динамику естественного движения. Исследована устойчивость положения равновесия.

Ключевые слова: разгон, торможение, механическая система, управление, кинетическая энергия, обобщенный импульс, устойчивость.

SYNTHESIS OF CONTROLS FOR MECHANICAL SYSTEMS IN TRANSIENT MODES

Bogdanov A.S., Balbarov V.S., Rabdanova N.M., Semenov E.D.

*East Siberia State University of Technology and Management, Russia, Ulan-Ude
esstu2009@mail.ru*

The article found controls and the regime of acceleration and deceleration of mechanical systems. Data of control are proportional to the generalized impulses with proportionality coefficient, which is equal to kinetic energy to the degree of m . It is shown that the movement of the controlled mechanical systems is identical to its movement on inertia, that is the controlled movement completely considers dynamics of the natural movement. It is investigated the stability of the equilibrium position.

Key words: acceleration, deceleration, mechanical systems, control, kinetic energy, generalized momentum, stability.

При построении современных систем управления механическими объектами возникает необходимость удовлетворения требований, предъявляемых к их динамическим свойствам. Одной из основных задач, возникающих на первом этапе проектирования управляемых систем, являются задачи синтеза рациональных законов управления, диктуемых условиями функционирования динамической системы, как в переходных процессах, так и в установившихся режимах движения. В связи с этим возникает потребность разработки соответствующих рациональных режимов управляемых движений объектов, описываемых нелинейными дифференциальными уравнениями [1, 4].

Объектом исследования является многозвенный шарнирный механизм (открытая кинематическая цепь), состоящий из абсолютно твердых звеньев, соединенных между собой идеальными цилиндрическими шарнирами. В шарнирных сочленениях прилагаются управляющие моменты (управления). Движение шарнирного механизма совершается в горизонтальной плоскости. В качестве обобщенных координат приняты относительные углы поворота звеньев.

Будем считать, что при разгоне (торможении) механической системы кинетическая энергия T увеличивается (уменьшается)

$$\frac{dT}{dt} > 0, \quad \left(\frac{dT}{dt} < 0\right).$$

Здесь $T = \frac{1}{2} \dot{q}^* A(q) \dot{q}$ – кинетическая энергия механической системы, $q^* = (q_1, q_2, \dots, q_n)$ – вектор обобщенных координат, $\dot{q}^* = (\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_n)$ – вектор обобщенных скоростей, $A(q)$ – симметричная матрица инерции, «*» – знак транспонирования, n – число степеней свободы.

Задачу перемещения многозвенного шарнирного механизма можно трактовать как разгон, транспортное движение и торможение.

Отметим, что при воздействии произвольных управлений $u^* = (u_1, u_2, \dots, u_n)$ имеет место разгон механической системы или торможение, или вынужденный консервативный режим движения ($\|u\| \neq 0$, $T = \text{const}$) в зависимости от расположения вектора управлений по отношению к вектору обобщенных скоростей. В общем случае задача разгона (торможения) сводится к определению знака $\cos(u, \dot{q})$. Данные утверждения вытекают из соотношения

$$\dot{T} = \dot{q}^* u. \quad (1)$$

Рассмотрим случай представления управлений в виде

$$u = \pm \frac{1}{2} \mu T^m p \quad (\mu > 0), \quad (2)$$

где μ – размерный коэффициент, m – рациональное число, $p^* = (p_1, p_2, \dots, p_n)$ – вектор обобщенных импульсов системы. Знак «+» в правой части (2) соответствует разгону системы, знак «-» – ее торможению.

Интегрируя (1) с учетом (2), получим

$$T = \left[T_0^{-m} \mp \mu m (t - t_0) \right]^{\frac{1}{m}} \geq 0 \quad (m \neq 0) \quad (3)$$

$$T = T_0 \exp(\pm \mu (t - t_0)) > 0 \quad (m = 0) \quad (4)$$

где t_0, T_0 – соответственно время начала движения и начальная кинетическая энергия.

Отметим характерную особенность движения механической системы под воздействием управлений (2). Обозначим через τ независимую переменную свободного движения (движения по инерции), а через t – независимую переменную для управляемого движения с управлениями (2). Сравнивая кинетические энергии для свободного движения

$$\frac{1}{2} \left(\frac{dq(\tau)}{d\tau} \right)^* A(q(\tau)) \frac{dq(\tau)}{d\tau} = T_0$$

и управляемого движения (3), (4) с управлениями (2)

$$\frac{1}{2} \left(\frac{dq(t)}{dt} \right)^* A(q(t)) \frac{dq(t)}{dt} = T_0 \left\{ \frac{\left[T_0^{-m} \mp \mu m (t - t_0) \right]^{\frac{1}{m}}}{T_0} \right\}, \quad (m \neq 0, T_0 \neq 0),$$

$$\frac{1}{2} \left(\frac{dq(t)}{dt} \right)^* A(q(t)) \frac{dq(t)}{dt} = T_0 \exp(\pm \mu (t - t_0)) \quad (m = 0),$$

устанавливаем связь между независимыми переменными свободного и управляемого движений

$$d\tau = \left\{ \frac{\left[T_0^{-m} \mp \mu m (t - t_0) \right]^{\frac{1}{m}}}{T_0} \right\}^{\frac{1}{2}} dt, \quad (m \neq 0), \quad (5)$$

$$d\tau = [\exp(\pm\mu(t-t_0))]^{\frac{1}{2}} dt, \quad (m=0), \quad (6)$$

где $q(t), q(\tau)$ - обобщенные координаты управляемого и свободного движений механической системы.

Из (3), (4) следует, что между независимыми переменными t и τ существует взаимно-однозначное соответствие.

Запишем соотношения (5) и (6) в общем виде

$$d\tau = k(t)dt.$$

Убедимся в том, что траектории движения произвольных точек многозвенного механизма управляемого и свободного движений совпадают при условии совпадения начальных данных, т.е. $q(t_0)=q(\tau_0)$, а равенство начальных скоростей управляемого и свободного движений «заложено» в начальную кинетическую энергию T_0 . Действительно,

$$q(t) - q(t_0) = \int_{t_0}^t \dot{q}(t)dt = \int_{t_0}^t \frac{dq(t)}{dt} dt = \int_{\tau_0}^{\tau} \frac{dq(t(\tau))}{k(t)d\tau} k(t)d\tau = q(\tau) - q(\tau_0),$$

или $q(t) = q(\tau)$.

Таким образом, управляемое движение сводится к свободному движению, если изменить масштаб времени по формулам (5), (6).

Для исследования характера движения механической системы с управлениями (2) достаточно провести анализ ее движения по инерции. Топологическая структура фазовых траекторий свободного движения не изменяется при воздействии управлений (2). Так, если для свободного движения на фазовой плоскости имеют место не замкнутые траектории (круговращение соответствующего звена), то они сохраняются и для управляемого движения. Для замкнутых траекторий на свободного движения фазовой плоскости (колебаний) имеем: при разгоне – расширяющуюся спираль, т.е. амплитуда колебаний увеличивается; при торможении – сжимающуюся спираль с уменьшающейся амплитудой колебаний. Снятие управления (2) приводит к плавному переходу в режим свободного движения.

Рассмотрим отношение скорости управляемого движения $\dot{q}_i(t)$ к скорости движения по инерции $\dot{q}_i(\tau)$

$$\frac{\dot{q}_i(t)}{\dot{q}_i(\tau)} = k(t) \quad i = 1, 2, \dots, n.$$

Для $k(t) > 1$ скорость управляемого движения с момента t_0 больше скорости движения по инерции, т.е., например, при разгоне предписанное положение механической системы достигается за меньшее время, чем при свободном движении. При $k(t) < 1$ имеет место замедленный процесс движения с момента t_0 по отношению к свободному движению. Величина $k(t)$ является мерой быстроты управляемого движения по отношению к свободному движению.

Представим вектор управлений в виде

$$u = \pm \frac{1}{2} \mu T^m p = \pm \frac{1}{2} \mu \left[\frac{1}{2} (\dot{q}(\tau))^* A(q(\tau) \dot{q}(\tau)) \right]^m A(q(\tau)) \dot{q}(\tau) k^{2m+1}(t) = z[A(q(\tau)), \dot{q}(\tau)] k^{2m+1}(t),$$

где $z[A(q(\tau)), \dot{q}(\tau)]$ – вектор-столбец, элементы которого ограничены в силу ограниченности $\|\dot{q}(\tau)\|$, а также элементов матрицы $A(q(\tau))$. Предельные значения $|u|$ показаны в табл.1.

Таблица 1

Разгон	Торможение
$ u \xrightarrow{t \rightarrow t^*} \infty$ 1) $m > 0$	$ u \xrightarrow{t \rightarrow \infty} 0$ 2) $m \geq 0$
$ u \xrightarrow{t \rightarrow \infty} \infty$ 3) $0 \geq m > -\frac{1}{2}$	$ u \xrightarrow{t \rightarrow t^*} 0$ 4) $0 > m > -\frac{1}{2}$
$ u \xrightarrow{t \rightarrow \infty} 0$ 5) $m < -\frac{1}{2}$	$ u \xrightarrow{t \rightarrow t^*} \infty$ 6) $m < -\frac{1}{2}$

Управления u ограничены при $m = -\frac{1}{2}$.

Таким образом, при реализации управлений типа (2) рекомендуется для режима разгона выбрать $m \leq -\frac{1}{2}$, а при торможении – $m \geq -\frac{1}{2}$.

Обсудим далее вопрос об устойчивости положения равновесия $q = 0, \dot{q} = 0$ - частного решения уравнения движения.

Кинетическая энергия T является определено – положительной функцией обобщенных скоростей. Управления

$$u(q, \dot{q}) = -\frac{1}{2} \mu T^m p, \quad (7)$$

реализующие режим торможения, играют роль диссипативных сил [2, 3]. При условии

$$m > -\frac{1}{2} \quad (8)$$

имеем $u(q, 0) = 0$. Примем за функцию Ляпунова кинетическую энергию. Из (2), (7) следует, что

$$\dot{T} = -\mu T^{m+1} < 0.$$

Невозмущенное движение устойчиво по переменным $\dot{q}_1, \dot{q}_2, \dots, \dot{q}_n$ при выполнении требования (8).

Найденные управления (2) полностью учитывают динамику естественного движения (движения по инерции), что приводит в конечном итоге к более экономичной работе двигателей приводов, в частности, без излишнего запаса мощности.

Библиография

1. Богданов А.С. Определение рационального режима разгона и торможения управляемых механических систем. Улан-Удэ: Вост.-Сиб. технol. ин-т, 1991. – 8 с.
2. Меркин Д.Р. Введение в теорию устойчивости. М.: Наука, 1971. – 312 с.
3. Румянцев В.В., Озиранер А.С. Устойчивость и стабилизация движения по отношению к части переменных. М.: Наука, 1987. – 256 с.
4. Смольников Б.А. Проблемы механики и оптимизации роботов. М.: Наука, 1991. – 232 с.

УДК 331.461

БЕЗОПАСНОСТЬ ОБЪЕКТОВ НЕФТЕХИМИИ В УСЛОВИЯХ АРКТИКИ

Большаков А.М., Захарова М.И.

*Институт физико-технических проблем Севера им. В.П. Ларионова СО РАН,
Россия, Якутск, marine3@yandex.ru*

Проблема обеспечения промышленной безопасности актуальна во всем мире. Объекты нефтехимии относятся к высокорисковым объектам техносферы. Аварии на объектах нефтехимии могут привести к катастрофическим последствиям с гибелью людей. Основным инструментом управления промышленной безопасностью является анализ риска – новое научное направление, позволяющее оценивать уровни риска аварий опасных производственных объектов и управлять ими.

Ключевые слова: *арктическая зона, низкие температуры, хрупкое разрушение, трещиностойкость.*

SAFETY OF PETROCHEMISTRY OBJECTS IN THE CONDITIONS OF THE ARCTIC

Bol'shakov A.M., Zakharova M. I.

*The Institution of Russian Academy of Sciences the V.P. Larionov's Institut of Physical-
Technical Problems of the North, Siberian Branch of the RAS, Yakutsk, Russia
marine3@yandex.ru*

The problem of ensuring industrial safety is relevant around the world. Objects of petrochemistry belong to high-risk objects of a technosphere. Accidents on objects of petrochemistry can lead to catastrophic consequences with death of people. The main instrument of management of industrial safety is the risk analysis – the new scientific direction allowing to estimate risk levels of accidents of hazardous production facilities and to operate them.

Key words: *Arctic zone, low temperatures, brittle fracture, crack resistance.*

Обеспечение безопасности в природно-техногенной сфере актуально во всем мире. В настоящее время изучению проблем безопасности посвящено достаточно объемное количество работ [1, 2, 3, 4, 5].

В условиях Сибирской Арктики, где температуры наружного воздуха достигают до минус 60 °С, вероятность аварийных ситуаций на объектах нефтехимии возрастает, в связи с этим приобретают особую важность проблемы надежности и безопасности [4].

Природно-климатические условия Республики Саха (Якутия) наиболее схожи с условиями Сибирской Арктики.

По результатам сбора, анализа и систематизации статистических данных аварий резервуаров, произошедших при температурах ниже минус 50 °С на территории Якутии с 1979 г. по 2017 г., выявлены основные причины аварий резервуаров: использование некачественной марки стали - 6,25 %; сквозные трещины – 31,25 %; неравномерная осадка основания резервуара – 18,75 %; охрупчивание материала резервуара под влиянием низких температур окружающей среды – 31,25 %; внешние воздействия – 6,25 %; старение металла конструкции – 6,25 %. Разрушения резервуаров происходили по механизму хрупкого разрушения, имеющие внезапный характер и происходящие при низких температурах.

Разливы нефти и нефтепродуктов при разрушениях резервуаров оказывают пагубное воздействие на экологию Арктики. Мерзлотные почвы Арктики отличаются низким потенциалом к самовосстановлению, продолжительность самовосстановления почвы при среднем уровне загрязнения нефтепродуктами составляет от 10 до 15 лет.

Определенный интерес представляет анализ аварий газопроводов, работающих при низких температурах окружающей среды, в зоне распространения многолетнемерзлых грунтов. В настоящее время накоплена база данных по состоянию газопроводов в экстремальных климатических условиях Севера, которые обобщены в работах [6, 7, 8].

По результатам анализа разрушений газопроводов выявлено, что сопротивление хрупкому разрушению при критических температурах резко снижается. Основным параметром, влияющим на охрупчивание материалов, является ударная вязкость, которая при низких температурах снижается от 2 до 10 раз [2, 10, 11].

В Институте физико-технических проблем Севера СО РАН создана база данных показателей трещиностойкости низколегированных сталей, используемых для изготовления трубопроводов, работающих в условиях Севера.

Показатель K_c трещиностойкости для бесконечной пластины определяется по следующей формуле

$$K_c = \sigma_p \sqrt{\pi l_{кр}} \quad (1)$$

где σ_p - разрушающие напряжения, МПа; $l_{кр}$ - критический размер трещины.

Результаты оценки критической длины трещины в зависимости от температуры воздуха окружающей среды T и срока эксплуатации $t_{эк}$ представлены в таблице 1 [5].

Таблица 1. Показатель K_c трещиностойкости и критическая длина $l_{кр}$ трещины в трубопроводе, эксплуатировавшегося при низких температурах в течение $t_{эк} < 10$ лет и $t_{эк} > 10$ лет

T, K	K_c , МПа·мм ^{1/2}		$l_{кр}$, мм	
	$t_{эк} < 10$ лет	$t_{эк} > 10$ лет	$t_{эк} < 10$ лет	$t_{эк} > 10$ лет
210	1581	1265	14,7	9,4
220	1897	1550	21,1	14,1
230	2530	1739	37,5	17,7
240	3162	2372	58,7	33,0
250	3953	3162	91,7	58,7
260	4743	4111	132	99,1
270	5060	4427	150,2	115

Заключение

Для снижения вероятности разрушения резервуаров и газопроводов необходимо развивать и внедрять новые методы неразрушающего контроля оборудования; ранжировать обнаруженные при диагностике дефекты по степени риска возникновения катастрофического разрушения; разрабатывать и принимать нормативные документы, регулирующие их строительство и эксплуатацию с учётом изменения физико-механических свойств металла труб при низких температурах.

Библиография

1. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Управление ресурсом эксплуатации высокорисковых объектов / Под общ. ред. Н.А. Махутова. – М.: МГОФ «Знание», 2015. – 600 с
2. Лебедев М.П., Семенов Х.Н., Петров В.Н. Деформационные процессы и разрушения высоконапряженных конструкций в условиях климатических температур Севера и Арктики // Материалы Всероссийской научно-практической конференции «Сварка и безопасность». Якутск, 2012. – Т.1. – С. 198-200.

3. Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Фундаментальные и прикладные проблемы комплексной безопасности / Науч. рук. Махутов Н.А. – М.: МГОФ «Знание», 2017. – 992 с.

4. Лебедев М.П., Петров П.П., Большаков А.М. Надежность материалов и конструкций для холодного климата - основа безопасности и развития промышленного потенциала Севера России // Труды VII Евразийского Симпозиума по проблемам надежности материалов и машин для регионов холодного климата. – Якутск, 2014. – С. 11-17

5. Махутов Н.А., Лебедев М.П., Большаков А.М. [и др.] Прогнозирование возникновения чрезвычайных ситуаций на объектах нефтегазового комплекса и ликвидация последствий аварийных разливов нефтепродуктов в арктических климатических условиях // Арктика: экология и экономика. – 2016. – № 4(24). – С. 90–99.

6. Ермоленко Ю.Г., Большаков А.М., Черемкин М.К. [и др.] О техническом состоянии магистральных газопроводов Якутии // Безопасность труда в промышленности. – 2003. – № 10. – С. 5-7.

7. Гилязов А.А., Большаков А.М., Голиков Н.И. [и др.] Исследование несущей способности стареющих магистральных газопроводов в условиях Крайнего Севера // Газовая промышленность. – 2006. – № 1. – С. 38-39.

8. Слепцов О.И., Левин А.И. [и др.] Надежность и безопасность газопроводного транспорта в условиях Крайнего Севера // Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. – 2007. – № 4. – С.95-103

9. Лыглаев, А.В. Левин, А.И. [и др.] Эксплуатация магистральных газопроводов в условиях Севера // Газовая промышленность. – 2001. – №8. – С. 37-39.

10. Лыглаев А.В., Федоров С.П., Левин А.И. [и др.] Хладостойкость и прочность крупногабаритных тонкостенных элементов конструкций // Заводская лаборатория, 1998. – №6, Т.64. – С.52-55.

11. Алексеев А.А., Сыромятникова А.С., Большаков А.М., Иванов А.Р. Катастрофические разрушения трубопроводов и резервуаров с ветвлением трещины // Безопасность труда в промышленности. – 2013. – № 1. – С. 42-44.

УДК 539.319

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МКЭ ДЛЯ РАСЧЕТА НА ПРОЧНОСТЬ ГАЗОПРОВОДА, НАХОДЯЩЕГОСЯ ПОД ВОЗДЕЙСТВИЕМ НЕПРОЕКТНЫХ НАГРУЗОК

Большаков А.М., Прокопьев Л.А.

*Институт физико-технических проблем Севера им. В.П. Ларионова Сибирского
отделения Российской академии наук, Россия, Якутск,
a.m.bolshakov@mail.ru, l.prokopyev@yandex.ru*

Прогнозируемый предельный профиль размыва русла реки, определяемый в результате инженерных изысканий при строительстве магистрального газопровода не всегда совпадает с фактическими значениями, полученными при водолазном обследовании через десятилетия эксплуатации газопровода. В результате этого появляются непроектные открытые участки магистрального газопровода, подверженные непроектными механическими нагрузками. На примере объекта «межпромысловый коллектор основной нитки СВГКМ» ОАО «ЯТЭК», Республика Саха (Якутия), смоделировано напряженно-деформированное состояние непроектного положения магистрального газопровода при переходе через водную преграду. Показано наличие концентрации напряжений на выходе газопровода из подземного участка, а также по нижней образующей. При отсутствии у газопровода заводских и эксплуатационных дефектов текущие условия работы рассматриваемого участка не представляют опасности разрушения; однако, зоны

концентрации напряжений могут способствовать развитию усталостных и иных процессов деградации металла газопровода.

Ключевые слова: магистральный газопровод, непроектное положение, моделирование напряженно-деформированного состояния.

MODELING OF STRESS-DEFORMED STATE OF UNCOVERED AREAS OF THE CROSSING A RIVER GAS PIPELINE

Bolshakov A.M., Prokopyev L.A.

The institution of Russian Academy of Sciences the V.P. Larionov's Institute of Physical and Technical problems of the North Siberian Branch of the RAS (IPTPN SB RAS), Russian Federation, Yakutsk, a.m.bolshakov@mail.ru, l.prokopyev@yandex.ru

The projected profile of the river bed does not always coincide with the actual situation obtained during the diving research after long time. As a result, uncovered areas of the pipeline are exposed to additional mechanical loads. The pipeline of OAO "YATEK", on the Republic of Sakha (Yakutia) is simulated where pipeline crossing a river. Stress concentration at some areas of the pipeline is detected. In the absence of factory and operational defects, the current conditions of the pipeline are safe; however, stress concentration may cause fatigue and other metal degradation processes of the pipeline.

Key words: main gas pipeline, uncovered areas, modeling of stress-strain state.

При разработке газовых месторождений в России из-за протяженности территорий проектирование большинства магистральных газопроводов включает в себя переходы через естественные препятствия, такие как реки, озера, ручьи, протоки, болота[30, 31]. Прогнозируемый предельный профиль размыва русла реки, определяемый в результате инженерных изысканий, не всегда совпадает с фактическими значениями, полученными при водолазном обследовании через десятилетия эксплуатации газопровода. В результате этого появляются непроектные открытые участки магистрального газопровода, подверженные непроектными механическими нагрузками[1–27].



Рисунок 1. Фотография объекта

Наиболее опасными являются открытые участки, расположенные в местах переходов через водные преграды. Особенностью вышеуказанных участков газопровода является то,

что при расчетах на прочность и устойчивость, действующие внешние нагрузки моделируются для каждого случая индивидуально по результатам рекогносцировки с учетом всех особенностей геометрического положения газопровода, течения реки и т.д.

В качестве примера расчета на прочность открытого участка в подводном переходе с использованием МКЭ выбран участок ПК40+50 – ПК40+69 объекта «межпромысловый коллектор основной нитки СВГКМ» ОАО «ЯТЭК» при переходе через реку Вилюй в Республике Саха (Якутия) (Рис. 1).

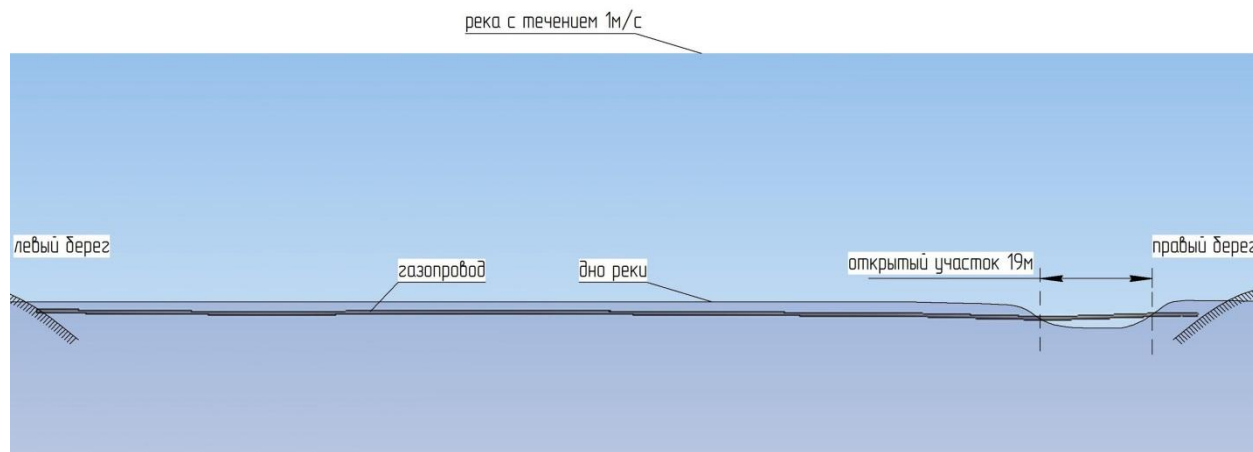


Рисунок 2. Схема расположения открытого участка

Схема расположения открытого участка приведена на Рис.2. Как видно на схеме, данный участок омывается течением реки. На газопровод действуют внутреннее давление газа, гидростатическое давление воды, течение реки. Участок защемлен с двух сторон грунтом дна реки. Расчетная трехмерная модель выполнена в виде участка газопровода длиной 19 м, диаметром 426 мм и толщиной 16 мм с изогнутой осью в соответствии с результатами водолазного обследования, а также данными проектной документации.

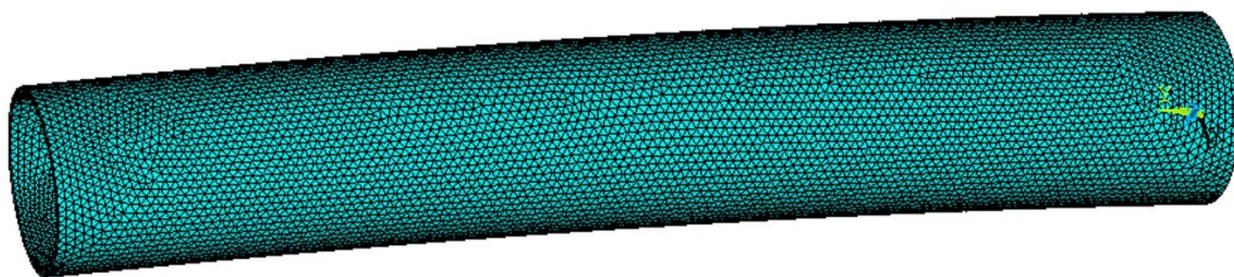


Рисунок 3. Расчетная модель

Для расчета МКЭ в среде ANSYS применена сетка, состоящая из 69713 тетраэдрических элементов (Рис. 3). Приложены ограничения по всем осям на двух торцах модели, а также давления, моделирующие внутреннее давление газа 10.5 МПа, гидростатическое давление воды 39.2 КПа, вес газопровода 1.6 кН/п.м., выталкивающая сила воды 1.4 кН/п.м. и усилие течения реки 208.7 Н/п.м. Поперечное к оси газопровода усилие течения реки вычислено с использованием коэффициента лобового сопротивления [29] при обтекании цилиндрического тела при числе Рейнольдса, равном $2.61 \cdot 10^5$. На Рис.4 показано распределение эквивалентных напряжений по Мизесу (1) по результатам расчетов при указанных выше граничных условиях.

$$\sigma_M = \sqrt{0.5 \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]} \quad (1)$$

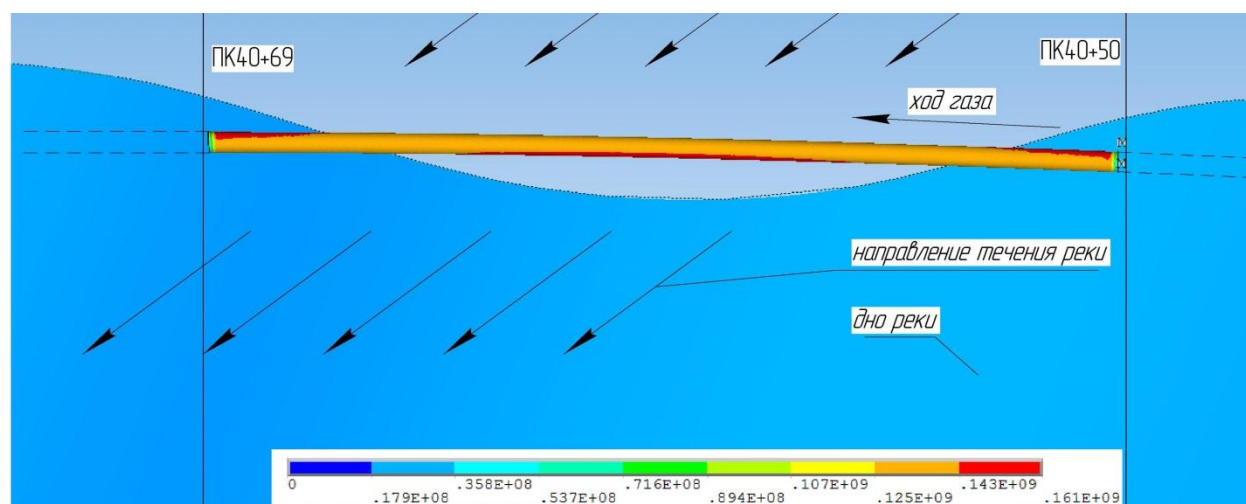


Рисунок 4. Распределение эквивалентных напряжений по Мизесу, Па.

Как показывают расчеты, непроектное положение данного участка газопровода обуславливает образование зон концентрации напряжений по верхней образующей на выходе газопровода из подземного участка, а также по нижней его образующей по середине открытого участка. Величина эквивалентных напряжений по Мизесу в зонах концентрации напряжений достигают значения 150-161 МПа. По расчетам на трещиностойкость модели газопровода с гипотетической продольной трещиной на внутренней стенке[28] глубиной 5 мм коэффициент интенсивности напряжений на участках концентрации напряжений принимает значения до 21 МПа $\sqrt{м}$. При отсутствии у газопровода заводских и эксплуатационных дефектов текущие условия работы рассматриваемого участка не представляют опасности разрушения, однако, зоны концентрации напряжений могут способствовать развитию усталостных и иных процессов деградации металла газопровода.

Выводы

В результате расчетов данной модели выявлено, что по верхней образующей на выходе газопровода из подземного участка, а также по нижней его образующей по середине открытого участка возникают зоны концентрации напряжений, где эквивалентные напряжения по Мизесу принимают значения 150-161 МПа.

По расчетам на трещиностойкость модели газопровода с гипотетической продольной трещиной на внутренней стенке[4] глубиной 5 мм коэффициент интенсивности напряжений на участках концентрации напряжений принимает значения до 21 МПа $\sqrt{м}$.

При отсутствии у газопровода заводских и эксплуатационных дефектов текущие условия работы рассматриваемого участка не представляют опасности разрушения, однако, зоны концентрации напряжений могут способствовать развитию усталостных и иных процессов деградации металла газопровода.

Библиография

1. Слепцов О.И. Диагностика и безопасность стареющих больших механических систем, эксплуатирующихся в условиях крайнего севера: проблема и пути решения / Слепцов О.И. Лыгласв А.В., Большаков А.М., Синцов С.А. // Дефектоскопия. – 2008. – № 6. – С.31-42.

2. *Большаков А.М.* Надежность МГ после 30 лет эксплуатации в условиях Крайнего Севера / Большаков А.М., Татаринцов Л.Н. // Газовая промышленность. – 2009. – № 2. – С.28-31.
3. *Ермоленко Ю.Г.* О техническом состоянии магистральных газопроводов Якутии / Ермоленко Ю.Г., Большаков А.М., Черемкин М.К., Туги Р.Э. // Безопасность труда в промышленности. – 2003. – № 10. – С.5-7.
4. *Лыглаев А.В.* Хладостойкость и прочность крупногабаритных тонкостенных элементов конструкций / Лыглаев А.В., Федоров С.П., Левин А.И., Большаков А.М., Алексеева С.И. // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 1998. Т. 64. – № 5. – С.52-55.
5. *Гилязов А.А.* Исследование несущей способности стареющих магистральных газопроводов в условиях Крайнего Севера / Гилязов А.А., Большаков А.М., Голиков Н.И., Алексеев А.А. и др. // Газовая промышленность. – 2006. – № 1. – С.38-39.
6. *Лыглаев А.В.* Эксплуатация магистральных газопроводов в условиях севера / Лыглаев А.В., Левин А.И., Корнев И.А., Черемкин М.К., Большаков А.М. // Газовая промышленность. – 2001. – № 8. – С.37.
7. *Большаков А.М.* Хладостойкость трубопроводов и резервуаров Севера после длительной эксплуатации. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук / Москва: Институт машиноведения РАН, 2009.
8. *Слепцов О.И.* Надежность и безопасность газопроводного транспорта в условиях Крайнего Севера / Слепцов О.И., Левин А.И., Капитонова Т.А., Стручкова Г.П., Большаков А.М. // Проблемы безопасности и чрезвычайных ситуаций. – 2007. – № 4. – С.95-103.
9. *Большаков А.М.* Оценка вероятности хрупкого разрушения труб и сосудов большого диаметра по критериям механики разрушения. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. Якутск, 1999.
10. *Большаков А.М.* Характер дефектов и виды отказов резервуаров, работающих в условиях Севера / Большаков А.М., Андреев Я.М. // Газовая промышленность. – 2012. – № 3 (674). – С. 90-91.
11. *Сыромятникова А.С.* Механизмы разрушения полимерного материала при распространении и ветвлении трещин / Сыромятникова А.С., Алексеев А.А., Левин А.И., Лыглаев А.В., Большаков А.М. // Деформация и разрушение материалов. – 2008. – № 2. – С.33-39.
12. *Абросимов Н.В.* Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Управление ресурсом эксплуатации высокорисковых объектов. Абросимов Н.В., Акимов В.А., Аладинский В.В. и др. / Тематический блок «Национальная безопасность» / Редактор Махутов Н.А.. Москва, 2015. – Том Управление ресурсом эксплуатации высокорисковых объектов.
13. *Алексеев А.А.* Катастрофические разрушения трубопроводов и резервуаров с ветвлением трещины / Алексеев А.А., Сыромятникова А.С., Большаков А.М., Иванов А.Р. // Безопасность труда в промышленности. – 2013. – № 1. – С.42-44.
14. *Большаков А.М.* Определение возможных сценариев возникновения, развития и вероятности реализации аварийных ситуаций на резервуарах для хранения нефти и нефтепродуктов при низких температурах эксплуатации. / Большаков А.М., Захарова М.И. // Проблемы анализа риска. – 2012. – Т. 9. № 3. – С. 22-33.
15. *Каблов Е.Н.* Климатические испытания материалов, элементов конструкций, техники и оборудования в условиях экстремально низких температур / Каблов Е.Н., Лебедев М.П., Старцев О.В., Голиков Н.И. // В сборнике: Труды VI Евразийского симпозиума по проблемам прочности материалов и машин для регионов холодного климата EURASTRENCOLD-2013. – 2013. – С.5-7.

16. *Лебедев М.П.* Надежность материалов и конструкций для холодного климата - основа безопасности и развития промышленного потенциала Севера России / Лебедев М.П., Петров П.П., Большаков А.М. // В сборнике: Труды VII Евразийского симпозиума по проблемам надежности материалов и машин для регионов холодного климата Пленарные доклады. – 2014. – С.11-17.

17. *Абрахин С.И.* Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. Системные исследования чрезвычайных ситуаций. Абрахин С.И., Абросимов Н.В., Агеев А.И. и др. // Тематический блок "Национальная безопасность" / Москва, 2015. – Том Системные исследования чрезвычайных ситуаций.

18. *Махутов Н.А.* Исследование характеристик трещиностойкости и старения материалов металлоконструкций севера после длительной эксплуатации / Махутов Н.А., Лебедев М.П., Большаков А.М. // В сборнике: Хладостойкость. Новые технологии для техники и конструкций Севера и Арктики. Труды Всероссийской конференции с международным участием, посвященной 70-летию профессора-механика, д.т.н. А.В. Лыглаева. – 2016. – С.30-40.

19. *Лебедев М.П.* Проблемы техногенной безопасности Республики Саха (Якутия) / Лебедев М.П., Капитонова Т.А., Слепцов О.И., Стручкова Г.П. // В сборнике: Проблемы инженерного мерзлотоведения Материалы IX международного симпозиума. – 2011. – С.375-378.

20. *Лебедев М.П.* Деформационные процессы и разрушения высоконапряженных конструкций в условиях климатических температур Севера и Арктики. / Лебедев М.П., Семенов Х.Н., Петров В.Н. // В сборнике: Сварка и безопасность Материалы Всероссийской научно-практической конференции. ФГБУН "Институт физико-технических проблем Севера СО РАН". – 2012. – С.135-138.

21. *Псахье С.Г.* Эксплуатационная надежность крупногабаритных металлоконструкций ответственного назначения в сложных климатических условиях Севера / Псахье С.Г., Сараев Ю.Н., Лебедев М.П. и др. // В сборнике: Труды VI Евразийского симпозиума по проблемам прочности материалов и машин для регионов холодного климата EURASTRENCOLD-2013. – 2013. – С.56-59.

22. *Махутов Н.А.* Особенности возникновения чрезвычайных ситуаций на газопроводах в условиях Севера. / Махутов Н.А., Лебедев М.П., Большаков А.М., Захарова М.И. // Вестник Российской академии наук. – 2017. – Т. 87. № 9. – С. 858-862.

23. *Псахье С.Г.* Международный научно-технический семинар "Пути повышения эксплуатационной надежности крупногабаритных металлоконструкций ответственного назначения при эксплуатации в сложных климатических условиях Крайнего Севера и Арктики" / Псахье С.Г., Сараев Ю.Н., Лебедев М.П. // Сварочное производство. 2013. – № 11. – С.50-52.

24. *Абросимов Н.В.* Безопасность России. Правовые, социально-экономические и научно-технические аспекты. / Абросимов Н.В., Агеев А.И., Адушкин В.В. и др. / Москва, 2017. – Том Сводный том Фундаментальные и прикладные проблемы комплексной безопасности.

25. *Большаков А.М.* Непроектные положения газопроводов, проложенных подземным способом в районах многолетнемерзлых грунтов / А.М. Большаков, А.С. Сыромятникова. // Газовая промышленность. – 2014. – № 4. – С.66-69

26. *Большаков А.М.* Исследование работоспособности магистрального газопровода Таас-Юрях – Мирный – Айхал / А.М. Большаков, А.Р. Иванов. // Газовая промышленность. – 2015. – № 12. – с.60-61.

27. *Большаков А.М.* Исследование напряженно-деформированного состояния участка магистрального газопровода с изгибом / А.М. Большаков, А.В. Бурнашев. // Безопасность труда в промышленности. – 2015. – №10. – С. 40-42

28. Мураками.Ю. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений / Мураками Ю, Ито Ю. М.: «Мир». – Том 1. – 1990. – 448 с.
29. Савицкий Г.А. Ветровая нагрузка на сооружения. М.: Стройиздат. – 1972. – 110с.
30. РД 51-3-96 Регламент по техническому обслуживанию подводных переходов магистральных газопроводов через водные преграды. – Москва. АО «Гипроречтранс» – 1996. – 70с.
31. Свод правил по сооружению магистральных газопроводов: СП 108-34-97. Сооружение подводных переходов. – М.: ИРЦ Газпром. – 1998. – 100с.

УДК: 620.19

**РАЗРАБОТКА МНОГОКАНАЛЬНОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ
ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДЛЯ ИЗДЕЛИЙ
АВИАЦИОННОЙ ТЕХНИКИ***

Бохоева Л.А. , Бочектуева Е. Б.

*Восточно-Сибирский государственный университет технологии и управления,
Россия, Улан-Удэ, bohoeva@yandex.ru, bochektueva.e@yandex.ru*

В работе предложен алгоритм установки многоканальной измерительной системы для проведения экспериментов для поиска повреждений лопастей несущего винта в процессе ресурсных испытаний. Разработана контрольно-измерительная система, используемая в процессе испытаний для записи значений напряжений, возникающих в испытываемых образцах вследствие приложения к ним знакопеременной изгибающей нагрузки. Контрольно-измерительная система структурно разделяется на два уровня: нижний, включающий в себя измерительную часть системы, и верхний, на котором расположено рабочее место оператора. Сделан анализ способов подключений образца, определены и подготовлены места установки тензодатчиков. Эксперимент проведен в системе ИС ММТС-64.01, для продуктивной работы программы обслуживания необходимо заполняется содержимое таблицы логических адресов модулей. Выявлен наиболее точный способ установки тензодатчиков для обнаружения повреждений изделий авиационной техники.

Ключевые слова: динамические испытания, лопасть несущего винта, вибростенды, ресурсные испытания, долговечность.

**DEVELOPMENT OF MULTICHANNEL MEASUREMENT SYSTEM
CONDUCTING EXPERIMENTAL RESEARCH FOR AIRCRAFT EQUIPMENT**

Bohoeva L.A., Bochektueva E.B.

*East-Siberian State University of Technology and Management
Russia, Ulan-Ude, bohoeva@yandex.ru, bochektueva.e@yandex.ru*

The algorithm of installation of a multichannel measuring system for carrying out experiments for searching for rotor blades damages in the process of resource tests is proposed. The control and measuring system used in the testing process for recording the values of stresses arising in the test specimens due to the application of an alternating bending load to them is considered. The control and measuring system is structurally divided into two levels: the lower one, which includes the measuring part of the system, and the upper one, on which the operator's workplace is located. An analysis is made of the ways of connecting the sample, and the locations of the strain gauges are determined and prepared. The experiment was carried out in the MMTS-64.01 IS system, for the

* Работа выполнена при поддержке госзадания Минобрнауки РФ, проект №9.7667.2017/БЧ, проект № 9.11221.2018/11.12

productive work of the maintenance program, the contents of the logical module address table should be filled. The most accurate way of installing strain gages for detecting damage to aircraft products has been identified.

Key words: dynamic tests, main rotor blade, shaker stands, resource tests, durability, dynamic testing, rotor blade, shakers, endurance tests, durability.

Введение

Лопasti вертолета являются частью несущего винта, важнейшего узла вертолѐта. Они обеспечивает подъемную силу, позволяют

выполнять управляемый горизонтальный полѐт и совершать посадку. Основная функция винта — «нести» летательный аппарат. Именно от исправности этих деталей и механизмов зависит во многом работоспособность и целостность всего вертолѐта.[1] В связи с этим актуальной задачей является подготовка к ресурсным испытаниям лопасти несущего винта вертолета и определение ресурсных характеристик лопастей.

Методика разработки измерительной системы

Перед проведением прочностных испытаний лопастей несущего винта (ЛНВ), предварительно изучены технические возможности проведения тензометрирования [2]. Согласно технической документации определены и подготовлены места установки тензодатчиков. Подготовка к работе тензосистемы состоит из следующих этапов:

- подготовка и включение датчиков к тензосистеме;
- подготовка к работе тензосистемы.

Подготовка и подключение датчиков к тензосистеме осуществляется согласно таблице 1. Соединение выводов тензодатчиков и выводов входных каналов модуля ММТС осуществляется с помощью адаптера (рис.1). Возможно применение таблицы, отличной от рекомендуемой, но содержание информации по графам 1, 2, 3, 4, 5 обязательно.

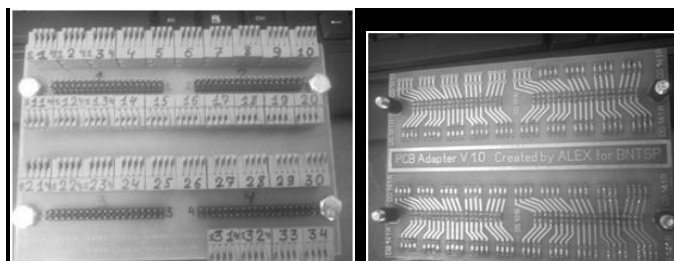


Рисунок 1. Адаптер

Таблица 1. Подключение датчиков к тензосистеме

1	2	3	4	5
Тип датчика	Позиционный номер датчика на конструкции	Порядковый номер кабеля	Адрес датчика в системе	Примечание

В графе 1 таблицы 1 дается словесное описание характеристик датчиков (например «1/4 мост» 100 Ом). Графа 2 таблицы заполняется согласно принятым у пользователя способам кодирования. Графы 1-2 заполняют лица, ответственные за правильное соединение концов датчиков с контактами не распаянных концов кабеля. Заполнение граф 1-2 таблицы может производиться лицами, не связанными с обслуживанием тензосистемы. Порядковый номер кабеля (графа 3) устанавливается произвольно. Присвоенные порядковые номера должны быть надежно прикреплены к обоим концам кабеля (рис.2.45). Рекомендуется крепить эти номера к оболочке кабеля с помощью прозрачной клейкой ленты, либо предварительно наносить эти номера на ленту, приклеиваемую к кабелю.

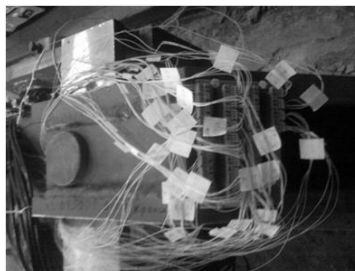


Рисунок 2. Порядковый номер кабеля

При заполнении графы 4 адрес датчика в тензосистеме определяется номером датчика от 0 до 63. В графе 5 заносятся дополнительные сведения по подключению датчиков.



Рисунок 3. Модуль ММТС-64



Рисунок 4. Хост-контроллер

Для проведения эксперимента приобретена система ИС ММТС-64.01. В многоканальной системе число модулей может достигать 64. Каждый модуль хранит у себя в ПЗУ индивидуальный идентификационный номер - логический адрес, по которому происходит обращение компьютера верхнего уровня к данному модулю.. Для нормальной работы программы обслуживания необходимо заполнить содержимое таблицы логических адресов модулей. В случае редактирования одной из таблиц исходных данных или логических адресов модулей рекомендуется вызвать пункт «Сохранить как» для записи изменений на жесткий диск и «Сохранить файл текущей конфигурации» в меню «Эксперимент», при выполнении которого запоминается название файла логических адресов модулей.

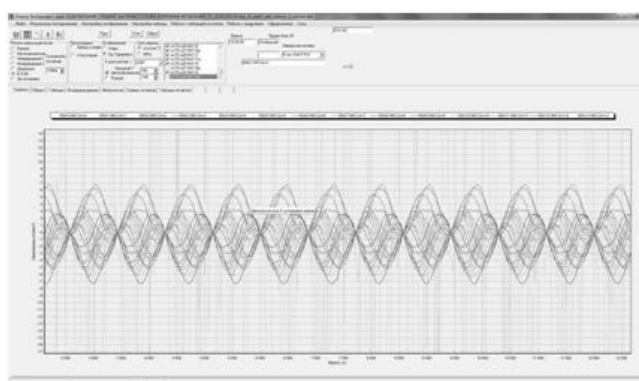


Рисунок 5. Работа системы ИС ММТС-64.01

При запуске программы в качестве файла исходных данных по умолчанию используется файл с именем, сохраненным в текстовом файле конфигурации «*tensosys.cfg*». Программа допускает открытие и редактирование нескольких окон, что позволяет более оперативно подготавливать исходные данные для эксперимента и серии экспериментов путем копирования через буфер обмена необходимой информации из файла в файл.

Вид окна с таблицей, содержащей сведения о подключенных датчиках, представлен на рисунке 6.

Рисунок 6. Сведения о подключенных датчиках

Значения полей таблицы определяют сведения о подключенных датчиках. Первый столбец- адрес в системе 0...1023 (0...7- 1-й разъем; 8...15- 2-й разъем; ... 56...63- датчики, подключенные к восьмому разъему первого модуля с наименьшим заводским номером, 64...71 - 1-й разъем; 72...79- 2-й разъем; ... 120...127- датчики, подключенные к восьмому разъему второго модуля и т.д.). Второй столбец- диапазон для одиночных датчиков – некоторое число от 0 до 255 включительно учитывающее номинальное сопротивление одиночного тензодатчика, число 255 соответствует номиналу 200 Ом, при меньших номиналах пропорционально уменьшается, при точном подборе при опросе ненагруженного датчика выходной код системы близок к нулю. Приблизительно можно вычислить по формуле

$$x = \frac{R_n * 255}{R_{\max}}$$

где: x - искомое значение; R_n – номинальное значение сопротивления одиночного тензодатчика (Ом), $R_{\max}$ – максимально возможное сопротивление датчика (=200 Ом). Третий столбец - составное число, представляющее собой сумму двух чисел: тип датчика и коэффициент усиления (таблица 2)

Таблица 2. Коэффициент усилия

Коэффициент усиления	Мост	Полумост	Одиночный	Термопара
1	1	17	33	49
2	2	18	34	50
4	4	20	36	52
8	8	24	40	56

Четвертый столбец – коэффициент тензочувствительности, безразмерная величина, приводимая изготовителем тензодатчиков в паспорте на партию или в техническом условии. Пятый столбец -группа –целое число 0...19 –принадлежность датчика к определенной группе в ресурсных испытаниях с частотой в несколько Гц с поочередным опросом групп датчиков. Шестой столбец – модуль упругости- учитывает свойства материала на который наклеен тензодатчик в кгс/мм² (=7200 для дюралюминия, 11000 для титана, 21000 для стали). Седьмой столбец тип датчика одиночный=0, первый датчик в розетке=1. Восьмой столбец – признак подключения канала с данным адресом : 1-канал с данным адресом опрашивается 0-не опрашивается. Девятый столбец текстовый комментарий для удобства идентификации каналов, например «Тензодатч1». Данный текст вместе с адресом (столбец 1) и номером датчика (20-й столбец) высвечивается во всех диалогах выбора канала и

информационных сообщениях. Десятый столбец коэффициент Пуассона. Одиннадцатый ... четырнадцатый столбцы - координаты отображения измерительной информации на изображении объекта. Данные в этих столбцах автоматически изменяются при работе в окне «Редактирование графического изображения объекта» (пункт «Размещение датчиков на объекте» подменю «Просмотр»). Пятнадцатый столбец: включение-выключение отображения измерительной информации от данного канала на изображении объекта, 1-отображается, 0- нет.

С помощью «мыши» можно перемещаться вперед-назад по записям в пределах таблицы, вставить сведения о новом датчике или удалить ненужные данные. Содержимое выделенных ячеек можно скопировать через буфер обмена в нужное место таблицы. Выделение группы ячеек производится с помощью клавиш управления курсором клавиатуры при нажатой клавише «Shift» или «мышью» при нажатой левой кнопке. После выделения ячеек правой кнопкой «мыши» можно вызвать всплывающее меню и левой кнопкой выбрать один из пунктов редактирования. Для облегчения процесса ввода данных можно скопировать одну строку в область с идентичными датчиками, а затем пронумеровать адреса, комментарии и номер датчика (соответственно первый девятый и двадцатый столбцы) с помощью выделения ячеек по вертикали и вызовом пункта «Пронумеровать по порядку».

Для редактирования данных о координатах размещения датчиков на графическом изображении объекта можно вызвать окно «Редактирование графического изображения объекта». С помощью «мыши» можно перемещать датчики и стрелки от них к местам на поле изображения, где будет размещаться измерительная информация в ходе эксперимента в случае выбора режима отображения данных на эскизе объекта. Для этого нужно щелкнуть на кнопке со стрелкой справа от окна «Список датчиков», в раскрывшемся списке выбрать нужный датчик (его данные появятся в окне «Список датчиков»), переместить курсор «мыши» в нужное место на поле изображения объекта и, нажав левую кнопку «мыши», протянуть стрелку в нужном направлении. В месте нажатия появится прямоугольник с адресом и номером датчика, а данные от этого датчика в эксперименте будут отображаться в месте отпускания кнопки «мыши». Все изменения заносятся в файл базы данных.

Заключение

1. Разработана контрольно-измерительная система, используемая в процессе испытаний для записи значений напряжений

2. Сделан анализ способов подключений образца, определены и подготовлены места установки тензодатчиков. Эксперимент проведен в системе ИС ММТС-64.01, для продуктивной работы программы обслуживания необходимо заполняется содержимое таблицы логических адресов модулей. Выявлен наиболее точный способ установки тензодатчиков для обнаружения повреждений изделий авиационной техники.

Библиография

1. *Болотин В. В.* Прогнозирование ресурса машин и конструкции. М.: Машиностроение, 1984. – 312 с.
2. *Абанин В.А., Париуков В.А., Леонов Г.В.* и др. Тензодатчики силы и их применение в сило- и весоизмерительной технике. Барнаул: Изд-во Алтайского гос. тех. университета. – 2004. – 90 с.
3. *Бохоева Л.А., Бочектуева Е.Б., Перевалов А.В., Чермошенцева А.С.* Динамические испытания изделий авиационной техники // Материалы V международной конференции. Улан-Удэ. – 2012. – С. 65-69.

УДК 620.171.2

ИССЛЕДОВАНИЕ УДАРНОЙ ВЯЗКОСТИ СТАЛЕЙ МАГИСТРАЛЬНОГО ГАЗОПРОВОДА ПОСЛЕ 50-ЛЕТНЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ В УСЛОВИЯХ КРАЙНЕГО СЕВЕРА

Бурнашев А.В., Большаков А.М.

*Институт физико-технических проблем Севера им. В.П. Ларионова СО РАН,
Россия, Якутск*

Исследовано изменение ударной вязкости стали магистрального газопровода после 50-летней эксплуатации. Проведена сравнительная оценка механических характеристик стали трубы до и после эксплуатации.

Ключевые слова: ударная вязкость, остаточный ресурс, низкие температуры, длительная эксплуатация, магистральный газопровод.

INVESTIGATION OF THE TOUGHNESS OF THE STEEL OF THE MAIN GAS PIPELINE AFTER LONG-TERM OPERATION IN THE FAR NORTH

Burnashev A.V., Bolshakov A.M.

*Institute of Physical and Technical Problems of the North. V.P. Larionova Siberian Branch of
the Russian Academy of Sciences, Russia, Yakutsk*

The change in the toughness of the steel of the main gas pipeline after 50 years of operation has been studied. A comparative evaluation of the mechanical characteristics of steel pipes before and after operation was carried out.

Key words: toughness, residual life, low temperatures, long-term operation, main gas pipeline.

1. Введение

Оценка надежности, ресурса и безопасной эксплуатации магистральных газопроводов, проложенных в вечномёрзлых грунтах и эксплуатирующихся в условиях низких климатических температур, является актуальнейшей задачей по обеспечению техногенной безопасности.

На территории Якутии с 70-х гг. эксплуатируется магистральный газопровод Матах–Берге–Якутск, обеспечивающий г. Якутск и близлежащие районы природным газом. Газопровод подземно-надземного исполнения, с множеством переходов через ручьи. Из многочисленных наблюдений отказов и аварий сложных технических систем на Севере, известно, что при длительной эксплуатации, значительно ухудшаются механические свойства сталей, снижается пластичность, падает значение ударной вязкости, трещиностойкости [1-5]. Материал теряет сопротивляемость к хрупкому разрушению, важного параметра, для обеспечения прочности и надежности конструкций эксплуатирующихся при низких температурах [6-11].

В зимнее время года газопровод эксплуатируется при температурах окружающего воздуха ниже -50 – -60 °С, на открытых участках, арочных выбросах возрастает риск возникновения хрупких трещин в результате падения выше названных параметров. В связи с этим в данной работе была поставлена цель – исследовать изменение ударной вязкости и оценка ресурса стали магистрального газопровода после длительной эксплуатации для дальнейшей безопасной эксплуатации.

Материалы и методика эксперимента

Для исследования ударной вязкости были изготовлены образцы по ГОСТ 9454-78 из основного металла трубы магистрального газопровода вырезанного из ремонтного участка

на 231 км МГ «Мастах–Берге–Якутск» и из трубы аварийного запаса той же партии. Труба 529х9 по данным сертификата изготовлена из стали 09Г2С, по техническим условиям ВТУ ЧМТУ-УКРНТИ 537-64 в 1964 году Ждановским металлургическим заводом им. Ильича. Монтажные работы данного участка магистрального газопровода, по журналу сварочных работ, выполнены в 1965 году, таким образом, срок эксплуатации трубы составило более 50 лет.

Испытания на ударный изгиб на образцах с острым (Шарпи) и полукруглым (Менаже) надрезом проводились в Центре коллективного пользования Института физико-технических проблем Севера им. В.П.Ларионова на инструментированном маятниковом копре Zwick/Roell «Amsler RKP450». Копер оснащен криогенной камерой «Lauda» позволяющей испытывать образцы при температурах до -80°C .

Из сертификатов на трубы были известны значения ударной вязкости КСУ в состоянии поставки, проведенные в 1964 году при температуре -70°C , в связи с чем, нами была выбрана аналогичная температура испытаний для сравнения значений до, и после длительной эксплуатации. Также были известны значения предела текучести, временного сопротивления, относительного удлинения (Табл. 1).

Таблица 1. Механические характеристики стали магистрального газопровода в состоянии поставки.

№	Предел текучести, МПа	Временное сопротивление, МПа	Относительное удлинение, %	Ударная вязкость, КСУ ⁻⁷⁰ Дж/см ²
1	397	529	30,0	174,4
2	372	519	30,0	154,8
3	382	529	27,5	148,9
4	377	519	29,0	160,3
5	387	549	29,0	168,0
6	392	568	29,0	162,1

Испытания на одноосное растяжение проведены на универсальной электромеханической испытательной машине «ZWICK Z600». Определены механические характеристики основного металла трубы, из стали марки 09Г2С. Испытания проведены по ГОСТ 1497-84 «Металлы. Методы испытаний на растяжение».

2. Основные результаты и их обсуждение

На рис. 1. приведена зависимость ударной вязкости исследованной стали от времени эксплуатации.

Существенного изменения КСУ стали магистрального газопровода после длительной эксплуатации не наблюдается. Ударная вязкость от исходного состояния снизилась на 10-12%. Значения величин находятся выше нижних пределов установленных в нормативных документах.

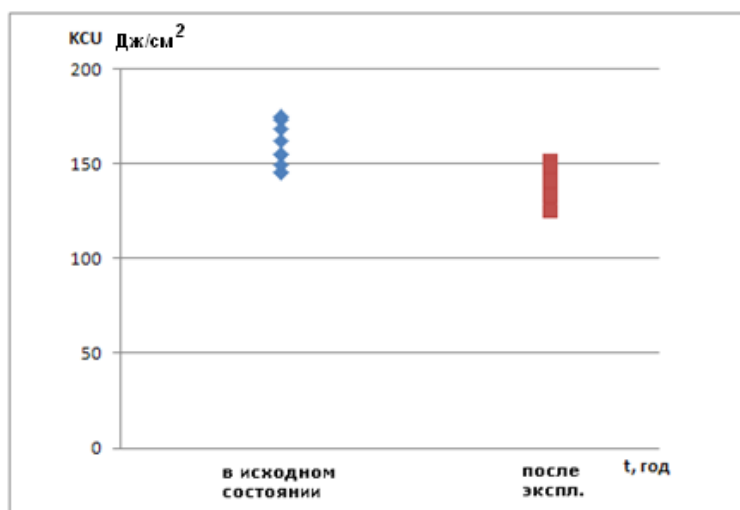


Рис. 1. График изменения ударной вязкости стали 09Г2С с U-образным надрезом за период эксплуатации (при температуре – 70 °C).

По результатам испытаний образцов, с острым треугольным надрезом, (Рис.2) наблюдается падение значения KCV после эксплуатации по сравнению с KCV аварийного запаса на 25%.

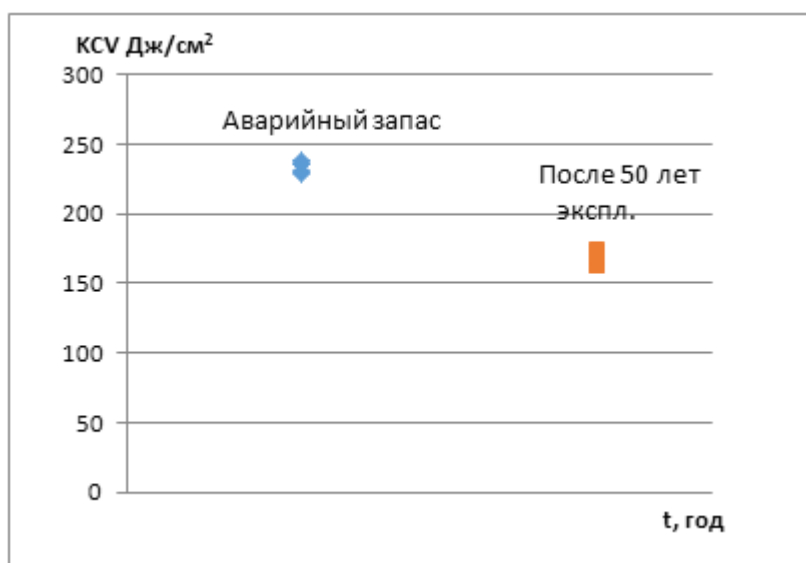


Рис. 2. Значения ударной вязкости KCV^{+20} аварийного запаса и после эксплуатации (при 20 °C).

На рис.3 приведена зависимость ударной вязкости KCV стали после эксплуатации от температуры. Наблюдается большая чувствительность ударной вязкости на изменение температуры. По мнению зарубежных и многих отечественных ученых [12], образец с острым треугольным надрезом более чувствителен к определению признаков деградации материала, к оценке хладостойкости и сопротивления к хрупкому разрушению.

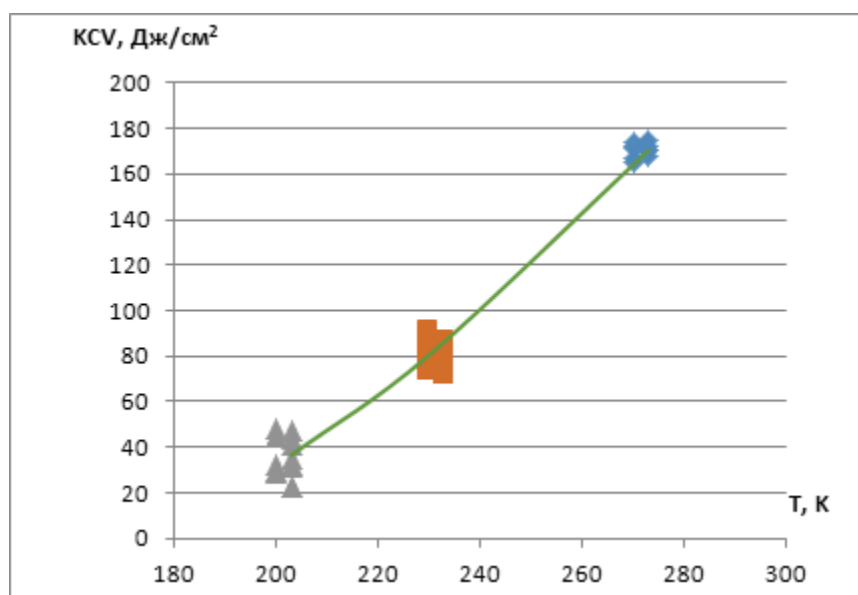


Рис. 3 График зависимости ударной вязкости стали 09Г2С после 50 летней эксплуатации с V-образным надрезом от температуры

По результатам испытаний образцов на одноосное растяжение основного металла (при температуре 20 °С) вырезанных из трубы 530х7 мм получены следующие значения:

- среднее значение временного сопротивления σ_b – 511,4 МПа;
- среднее значение предела текучести σ_T – 413,5 МПа;
- среднее значение относительного удлинения δ – 32,9 %;

По результатам механических испытаний наблюдается тенденция в сторону снижения пластичности, выраженное в сближении величин предела текучести и временного сопротивления.

3. Выводы

Несмотря на большой срок эксплуатации, материал линейной части магистрального газопровода, не претерпел существенных изменений, не исчерпал свой ресурс и эксплуатационную надежность. Стандартные механические свойства находятся на уровне допустимых норм, установленных в нормативных документах.

Протекание деградационных процессов наблюдается в способности материала сопротивляться к хрупкому разрушению при пониженных температурах, падению значения KCV, что повышает риск возникновения катастрофических разрушений и техногенных аварий при резком снижении температуры стали на открытых участках и на вантовых переходах.

Установлена более высокая чувствительность образцов с острым треугольным надрезом на процессы деградации материала и влияние температуры эксплуатации. Испытания образцов с острым надрезом более соответствуют реальным условиям поведения стали в элементах конструкций.

Библиография

1. *Большаков А.М.* Хладостойкость трубопроводов и резервуаров Севера после длительной эксплуатации // Тяжелое машиностроение. – 2010. – №8. – С.20-25.
2. *Ермоленко Ю.Г., Большаков А.М., Черемкин М.К., Туги Р.Э.* О техническом состоянии магистральных газопроводов Якутии // Безопасность труда в промышленности. – 2003. – №10. – С. 5-7.

3. Гилязов А.А., Большаков А.М., Голиков Н.И., Алексеев А.А., Синцов С.А., Тихонов Р.П., Иванов А.Р., Татаринов Л.Н. Исследование несущей способности стареющих магистральных газопроводов в условиях крайнего севера // Газовая промышленность. – 2006. – № 1. – С.38-39.

4. Алексеев А.А., Сыромятникова А.С., Большаков А.М., Иванов А.Р. Катастрофические разрушения трубопроводов и резервуаров с ветвлением трещины // Безопасность труда в промышленности. – 2013. – № 1. – С. 42-44.

5. Махутов Н.А., Лебедев М.П., Большаков А.М., Гаденин М.М. Научные основы анализа и снижения рисков чрезвычайных ситуаций в районах сибери и севера // Арктика: экология и экономика. – 2013. – № 4 (12). – С. 004-015.

6. Лебедев М.П., Петров П.П., Большаков А.М. Надежность материалов и конструкций для холодного климата - основа безопасности и развития промышленного потенциала севера России // Труды VII Евразийского симпозиума по проблемам надежности материалов и машин для регионов холодного климата. Пленарные доклады. – 2014. – С. 11-17.

7. Махутов Н.А., Лебедев М.П., Большаков А.М. Исследование характеристик трещиностойкости и старения материалов металлоконструкций севера после длительной эксплуатации // Труды Всероссийской конференции с международным участием, посвященной 70-летию профессора-механика, д.т.н. А.В. Лыглаева: Хладостойкость. Новые технологии для техники и конструкций Севера и Арктики. – 2016. – С. 30-40.

8. Псахье С.Г., Сараев Ю.Н., Лебедев М.П., Слепцов О.И., Голиков Н.И. Эксплуатационная надежность крупногабаритных металлоконструкций ответственного назначения в сложных климатических условиях севера // Труды VI Евразийского симпозиума по проблемам прочности материалов и машин для регионов холодного климата EURASTRENCOLD 2013. – 2013. – С. 56-59.

9. Махутов Н.А., Лебедев М.П., Большаков А.М., Захарова М.И. Особенности возникновения чрезвычайных ситуаций на газопроводах в условиях Севера // Вестник Российской академии наук. – 2017. – Т. 87, № 9. – С. 858-862.

10. Псахье С.Г., Сараев Ю.Н., Лебедев М.П., Слепцов О.И., Голиков Н.И., Капитонова Т.А. Международный научно-технический семинар "Пути повышения эксплуатационной надежности крупногабаритных металлоконструкций ответственного назначения при эксплуатации в сложных климатических условиях крайнего севера и арктики" // Сварочное производство. – 2013. – № 11. – С. 50-52.

11. Капитонова Т.А., Слепцов О.И., Лебедев М.П., Стручкова Г.П. Проблемы обеспечения техногенной безопасности РС(Я) // Труды VI Евразийского симпозиума по проблемам прочности материалов и машин для регионов холодного климата EURASTRENCOLD-2013. – 2013. – С. 219-223

12. Гладштейн Л.И., Ларионова Н.П., Мишевский Р.А. О переходе к оценке хладостойкости стали по результатам испытания образцов с острым треугольным надрезом // Промышленное и гражданское строительство. – 2008. – №2. – С. 26-28.

УДК 621.22

ИССЛЕДОВАНИЕ СОСТОЯНИЯ РАБОЧИХ КОЛЕС ГРУНТОВЫХ НАСОСОВ МАРКИ ГРАТ-1400

Галаа О.*, Баянжаргал Б.*, Бутуханов В.А.***, Мосоров В.И. **

* Механико-транспортный институт Монгольского государственного университета науки и технологий, galaa@must.edu.mn, bayanaasan@yahoo.com

** Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления, Россия, Улан-Удэ, butuhanov_vyacheslav@mail.ru, vlmosorov@yandex.ru

Рабочее колесо насоса ГРАТ-1400 должно отработать по нормативу 200-220 часов без отказа при транспортировке пульпы хвоста медно-молебденового концентрата, но настоящее время средняя наработка насосов составляет 130-160 часов из-за износа рабочего колеса. Поэтому необходимо изучать влияющие факторы на износ рабочего колеса и установить причину износа насоса в целом. На основе исследования определяется возможность продления наработки данных типов насосов.

Ключевые слова: пульпа, симуляция, износ, белый чугун

Введение. Целью проведенного нами исследования является определение причины износа рабочего колеса грунтового насоса типа Грат-1400 и продление их наработки путем изменения параметров рабочего колеса, которого производится на ремонтно-механическом заводе при ГОК “Эрдэнэт”.

Для выполнения цели мы нарисовали 3D чертежи рабочих органов насоса, используя программу SolidWorks и создали симуляцию.

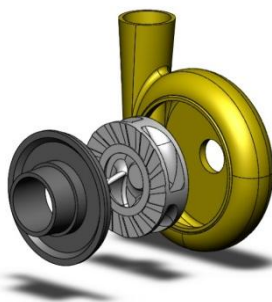


Рис. 1. 3D чертежи рабочих органов насоса типа Грат-1400

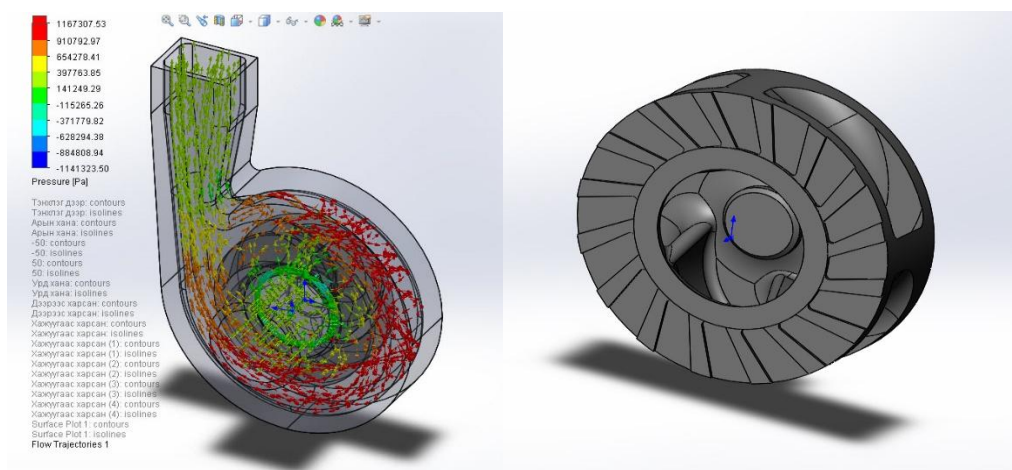


Рис. 2. Симуляция насоса бывшем в употреблении

Проводили испытание и получили результаты при постоянном давлении на входе и 750 об/мин числом оборота рабочего колеса на бывшем в употреблении и вновь проектированного насоса.

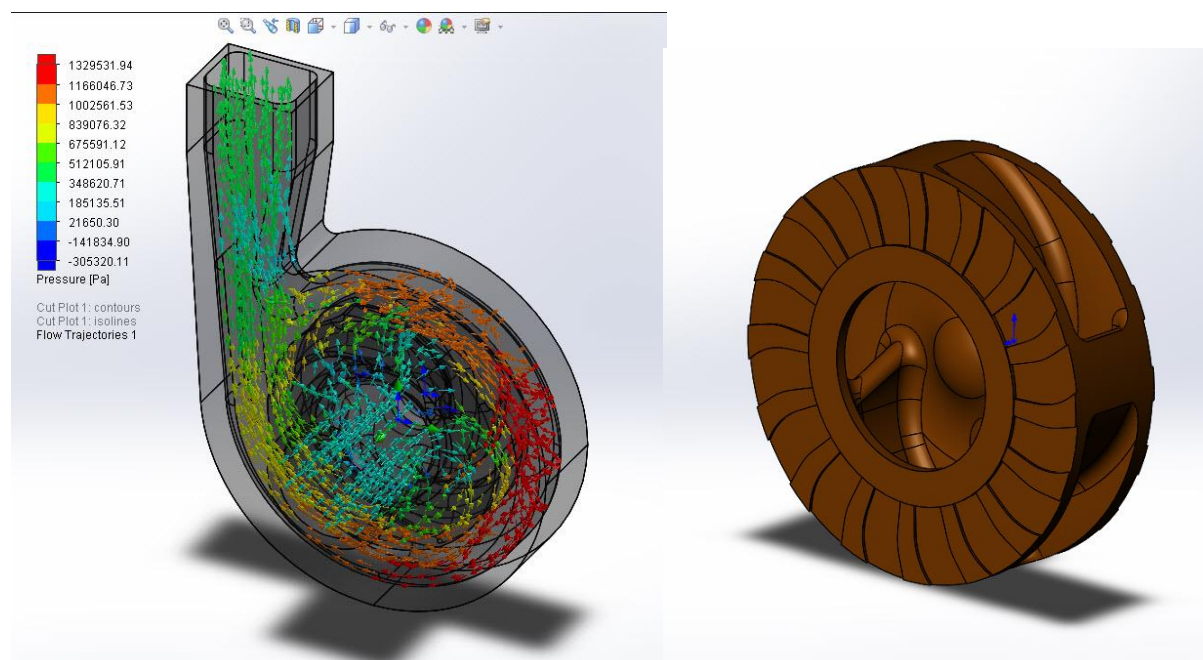


Рис. 3. Симуляция насоса с вновь проектированным колесом

Таблица 1

Результирующие параметры	Единица	Ср. значение	Мин. значение	Мах. значение
Расход жидкости	[м ³ /сек]	0.886883329	0.877288848	0.891202007
Давление на входе	[Па]	374135	374135	374135
Давление на выходе	[Па]	1441988.274	1364694.475	1479554.156
Крутящий момент	[Н*м]	11435.01466	11136.0715	11594.9025
Разность давления	[Па]	1067853.274	990559.4753	1105419.156
КПД насоса		1.054645596	0.969774313	1.119080486

Видно из таблицы, что давлении на выходе **1146604 Па** для колеса в бывшем употреблении, а для вновь проектируемого колеса 1441988 Па связи с увеличением диаметра рабочего колеса. Для оптимизации числа оборота были проводены испытание в диапазоне с 575 по 800 об/мин с интервалом 25.

Таблица 2

Эргэлт эрг/мин	575	600	625	650	675	700	725	750	775	800
Давление на выходе, МПа	9,5	10,3	10,5	11,1	11,7	12,3	13,8	14,4	14,3	15,2

Составляя графику из выше данных создали оптимизацию числа оборота.

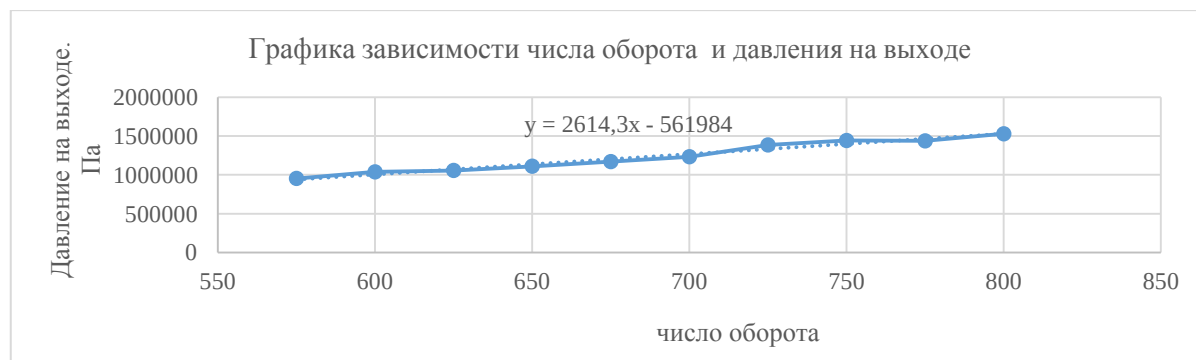


Рис. 4. График

Для оптимизация использовали следующее уравнение: $y = 2614.3x - 561984$

Где: Y- давлении на выходе бывшем в употреблении колеса насоса.

X- число оборота

Отсюда можно получить число оборота : $X = (1146604 + 561984) / 2614.3 = 653.3$ об/мин

При постоянном давлении на входе и 653 об/мин числом оборота рабочего колеса заново проектированных насосов проводили испытание и показывали результаты.

Таблица 3

Результирующие параметры	Единица	Ср. значение	Мин. значение	Мах. значение
Расход жидкости	[м3/сек]	0.768456859	0.750923211	0.782957533
Давление на входе	[Па]	374135	374135	374135
Давление на выходе	[Па]	1140085.101	1105879.628	1153323.747
Крутящий момент	[Н*м]	8787.556963	4705.523602	11645.52525
Разность давления	[Па]	765950.1007	731744.6276	779188.7474
КПД насоса	[]	1.004177163	0.720854769	1.761146285

В графике 5 показаны число оборота после оптимизация.

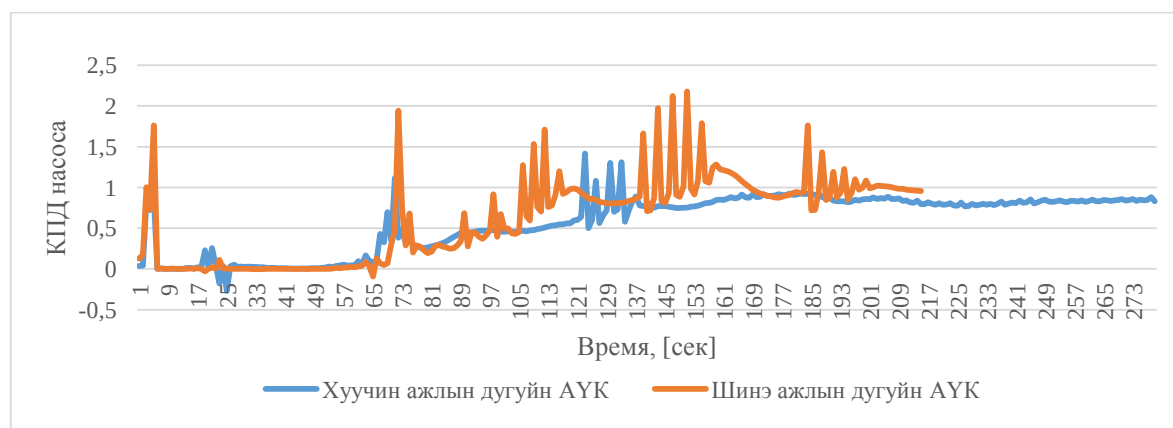


Рис. 5. Сравнение КПД бывшем в употреблении и вновь проектированного колес насосов

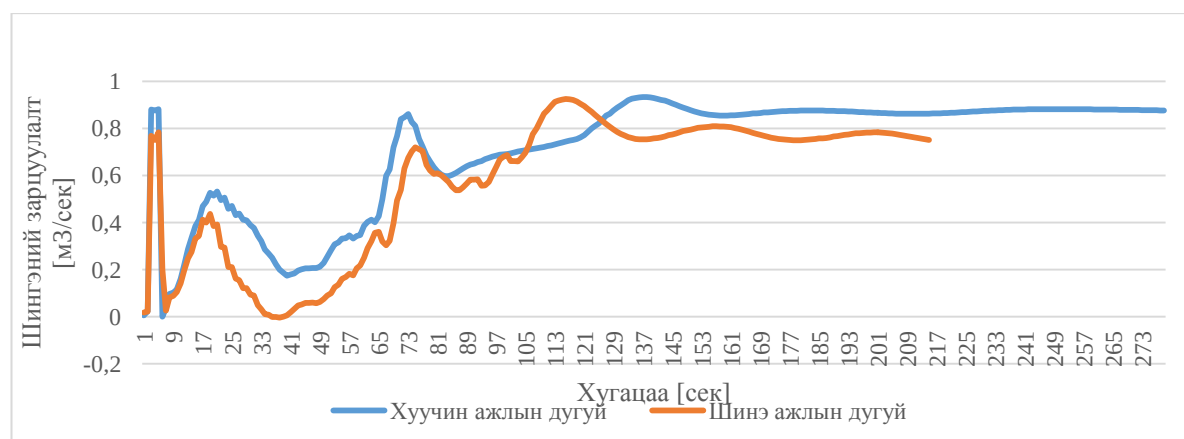


Рис. 6. Сравнение расхода жидкости бывшем в употреблении и вновь проектированного колес насосов

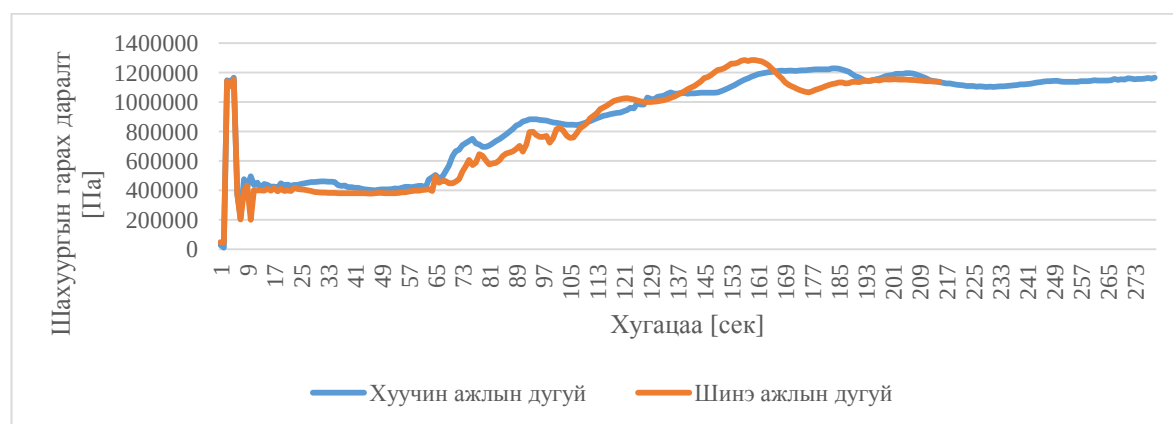


Рис. 7. Сравнение давления на выходе бывшем в употреблении и вновь проектированного колес насосов.

Для того, чтобы выявить процесс изнашивания рабочего колеса насоса необходимо рассматривать направления векторов жидкости.

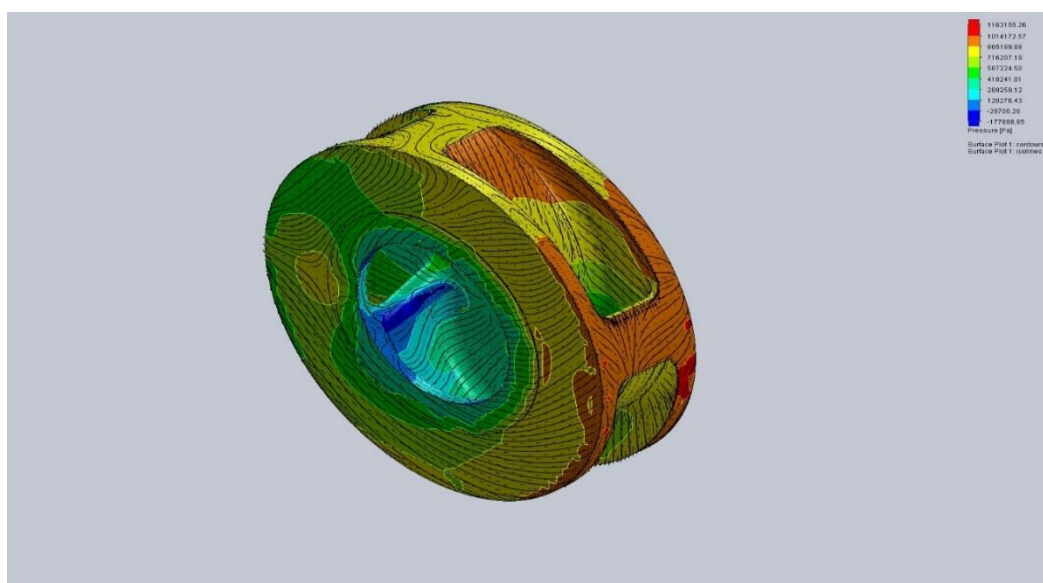


Рис. 8. Нагрузка при полной загрузке вновь проектированного колес насосов

В рабочем органе бывшем в употреблении и вновь проектированного колес насосов построили сечение по фронтальной плоскости на 50мм пролетом и сравнили векторное направление жидкости с давлением. В сравнении бывшем в употреблении и вновь проектированного колес при равномерном давлении на входе и выходе насоса уменьшается давление на рабочей части и это показывает, что векторное направление жидкости направляется полностью по часовой стрелке.

Вывод

1. Сделали анализ о том, что технологический режим, твердость руды, конструкция рабочего колеса и материалы влияют на изнашивание рабочего колеса.
2. На основе данных исследований изменены диаметр рабочего колеса. Например: увеличены наружный диаметр с Ø720мм до Ø760 мм, повышены выходный угол лопасти и толщина задней стенки до 38мм.
3. Используя программу SolidWorks 2015 нарисовали чертежи насоса, сделали расчету поток жидкости по программе Flow Simulation и определили более оптимальные значения влияющих факторов.
4. Продолжительность работы раньше в среднем составляла 158,6 час. В результате выше перечисленных изменений продлена до 250-409 час.

Библиография

1. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М.: Машиностроение, 1977. – 288 с.
2. Заверткин П.С. Повышение ресурса грунтовых насосов снижением интенсивности гидроабразивного изнашивания их элементов в системах гидротранспорта хвостов обогащения. Дисс. канд. техн. наук: 05.05.06 / С.-Петербург. гос. гор. ин-т им. Г.В. Плеханова. – Санкт-Петербург, 2009. – 149 с.
3. Демьянов С.Е. Повышение эффективности грунтовых насосов гидротранспортных систем на горных предприятиях регулированием режимов их работы. Дисс. канд. техн. наук: 05.05.06 / С.-Петербург. гос. гор. ин-т им. Г.В. Плеханова. – Санкт-Петербург, 2010. – 217 с.
4. Турабелидзе В.Г. Исследование режимов работы гидротранспортных систем, подающих структурированные гидросмеси, с целью повышения их эффективности. Дисс. канд. техн. наук: Тбилиси. – 1985. – 161 с.
5. Махарадзе О.Н. Анализ работы центробежных насосов, подающих гидросмеси, при их одиночном и последовательном включении в магистраль. В Кн.: Горная электромеханика и рудничная аэрология. Тбилиси, Мецниереба, 1971. – С.94-104.
6. Жуковский Н.Е. О гидравлических ударах в водопроводных трубах. ФМН: Либроком. – 2011. – 110 с.
7. Покровская В.Н., Поволоцкий Д.Г. Предупреждение гидравлических ударов в насосных установках по перекачке хвостов // Горный журнал. – 1967. – №4. – С.54-56.

УДК. 621.752.3

ИЗМЕРЕНИЕ ВЯЗКОСТИ МАГНИТОРЕОЛОГИЧЕСКИХ ЖИДКОСТЕЙ В РОТАЦИОННОМ ВИСКОЗИМЕТРЕ ЧАСТОТНЫМ МЕТОДОМ*

Гордеев Б. А.^{1,2}, Охулков С. Н.^{1,2}, Плехов А.С.², Ермолаев А.И.^{1,2}.

¹Институт проблем машиностроения Российской академии наук, Россия, Н.Новгород,

²Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева,
Россия, Н.Новгород, gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru, aplehov@mail.ru

* Работа выполнена за счет средств Российского научного фонда (проект №15-19-10026).

В статье рассмотрены новые подходы к измерению вязкости магнитореологических жидкостей (МРЖ), основанные на торсионных моментах, возникающих на валу ротационного вискозиметра при погружении внутреннего воспринимающего цилиндра в исследуемую среду. Предложено перед заполнением рабочей жидкостью магнитореологических трансформаторов (МРТ) проводить дополнительную корректировку вязкости МРЖ в зависимости от магнитной индукции внешнего магнитного поля.

Ключевые слова: магнитореологическая жидкость, вязкость, вискозиметр, торсионные моменты, частотно-модулированные сигналы, частота биений, магнитореологический трансформатор.

MEASUREMENT OF THE VISCOSITY OF MAGNETICOROLOGICAL LIQUIDS IN A ROTATIONAL VISCOUSIMETER BY FREQUENCY METHOD

Gordeev B.A.^{1,2}, Okhulkov S.N.^{1,2}, Plekhov A.S.², Ermolaev A.I.^{1,2}.

¹Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia, N.Novgorod,

²Nizhny Novgorod State Technical University n.a. R.E. Alekseev,
Russia, N.Novgorod, gord349@mail.ru, oxulkovs@mail.ru, aplehov@mail.ru

The article describes a new approach to measuring the viscosity of the magnetorheological fluids (MRF). These approaches are based on the torsional moments which occur on rotor shaft of the viscometer at is immersed in the researched fluid. It is proposed to carry out additional correction viscosity of MRF as a function of magnetic induction of the external magnetic field before filling hydraulic fluid magnetorheological dampers.

Key words: magnetorheological liquid, viscosity, viscometer, torsion moments, frequency modulated signals, beat frequency, magnetorheological transformer.

Введение

Магнитореологические жидкости (МРЖ) представляют собой суспензии микрочастиц магнитных материалов в органических маслах. Под действием магнитного поля частицы, распределенные в объеме дисперсной среды, образуют структуры, ориентированные вдоль силовых линий поля. При этом магнитное взаимодействие между частицами приводит к значительному изменению реологических свойств, поскольку образованные структуры препятствуют свободному перемещению суспензии и вызывают увеличение вязкости жидкости более чем в 10^5 раз. Вязкость МРЖ зависит от индукции внешнего магнитного поля, материала частиц, дисперсионной среды, размеров частиц и их объемной концентрации, а также других параметров [1,2].

Главным показателем всех традиционных рабочих жидкостей гидравлических виброопор, качественно влияющих на характеристики их сопротивления, является коэффициент кинематической вязкости [3,4]:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{dP_{\tau}}{dS \frac{du}{dz} \cdot \rho}, \quad (1)$$

где μ - динамический коэффициент вязкости; dP_{τ} - элементарная величина силы вязкого трения; dS - площадь соприкосновения слоев в частице жидкости; du/dz - модуль градиента скорости; du - разница скоростей на сдвиговых плоскостях жидкости; dz - расстояние между плоскостями.

Для любой реологической среды сдвиговая вязкость определяется отношением касательного напряжения к градиенту скорости, поперечного направления движения, что для

МРЖ зависит от напряженности приложенного магнитного поля. Если считать МРЖ линейно-вязкопластичной средой, то ее поведение описывается моделью Шведова-Бингама, учитывающей совместное влияние вязкости и пластичности на касательные напряжения и сдвиговые вязкости [1,2]:

$$\eta = \frac{\tau_y}{\dot{\gamma}} + \eta_p, \quad (2)$$

где τ_y - предельное напряжение сдвига (предел текучести). Па; $\dot{\gamma}$ - сдвиговая скорость, м/с; η_p - показатель плотности МРЖ, являющийся аналогом коэффициента пластической вязкости, т.е. вязкости без магнитного поля.

На описанном выше эффекте основан принцип действия магнитореологических трансформаторов (МРТ) гидроопор [5 -7]. Регулируя внешним магнитным полем вязко-упруго-пластичные свойства МРЖ, используемой в качестве рабочей среды, можно управлять определяемым сдвиговыми напряжениями τ , перепадом давлений в гидравлической системе МРТ или упругими деформациями структурированной суспензии, за счет чего осуществляется демпфирование колебаний.

В связи с этим возникает задача измерения динамической вязкости исследуемой массы магнитореологической жидкости.

Измерение динамической вязкости исследуемой массы МРЖ традиционно производится при помощи ротационного вискозиметра [10,11,17].

Принцип работы ротационного вискозиметра основан на зависимости вращающего момента, приложенного к внутреннему воспринимающему цилиндру, погруженному в исследуемую массу, от вязкости этой массы.

Крутящий момент, приложенный к воспринимающему цилиндру, определяется соотношением

$$M_k = Fr, \quad (3)$$

где M_k – крутящий момент на роторе; F – сила, приложенная к воспринимающему цилиндру; r – радиус внутреннего воспринимающего цилиндра [10,11,17,18].

Сила, приложенная к воспринимающему цилиндру, определяется законом Ньютона

$$F = \eta \frac{(\Omega_{вр} S)}{l}, \quad (4)$$

где $\Omega_{вр} = 2\pi F_{вр}$ – угловая скорость вращения и S – рабочая площадь внутреннего воспринимающего цилиндра соответственно; l – зазор между стаканом и внутренним воспринимающим цилиндром; η – вязкость.

Подставляя соотношение (2) в формулу (1), получим

$$M_k = \eta \frac{(\Omega_{вр} Sr)}{l}. \quad (5)$$

Если угловая скорость вращения внутреннего воспринимающего цилиндра $\Omega_{вр} = 2\pi F_{вр}$ и размеры его постоянны, то крутящий момент M_k пропорционален вязкости η . Таким образом, зная значение крутящего момента на внутреннем воспринимающем цилиндре, можно определить динамическую вязкость исследуемой массы [10,11,17].

Измерение динамической вязкости исследуемой массы МРЖ основано на измерении малых крутящих моментов торсионного вала ротационного вискозиметра – актуальная задача при разработке МРТ гидроопор [5 – 7,16].

Для определения крутящего момента на внутреннем воспринимающем цилиндре нужно создать противодействующий момент на чувствительном элементе – торсионе вале ротационного вискозиметра (рис. 1) [10,11,17].

В измерительной головке 5 расположены: измеритель температуры 11, синхронный электродвигатель 12, блок питания синхронного электродвигателя 13, частотный измеритель крутящего момента - схема измерения вязкости 18.

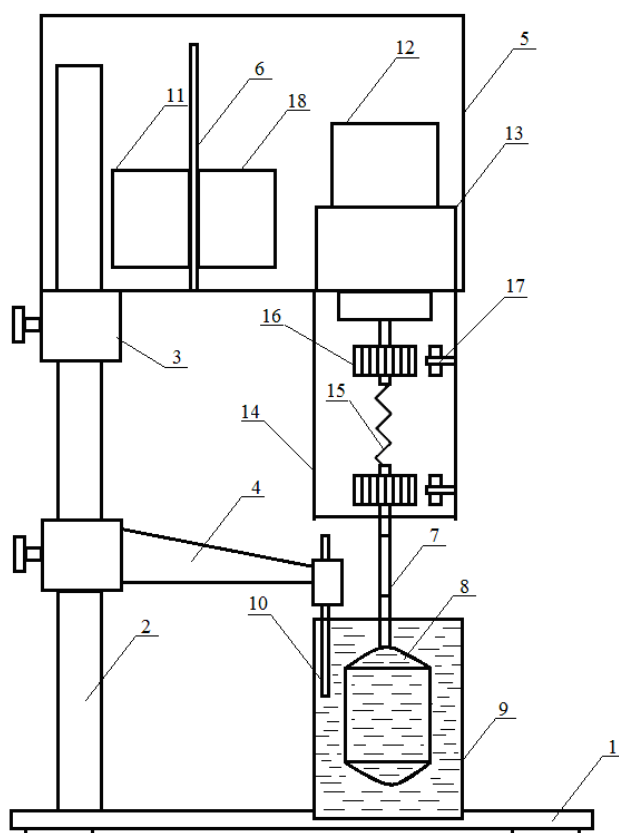


Рис. 1. Основные узлы ротационного вискозиметра:

1 – основание; 2 – стойка вискозиметра; 3 – кронштейн измерительной головки; 4 – кронштейн термометра; 5 – измерительная головка; 6 – стойка приборная; 7 – карданный подвес; 8 – измерительный ротор; 9 – измерительный стакан с МРЖ; 10 – термометр; 11 – измеритель температуры; 12 – синхронный электродвигатель; 13 – блок питания синхронного электродвигателя; 14 – фотоэлектрический преобразователь; 15 – торсион; 16 – измерительные диски; 17 – оптопары; 18 – частотный измеритель крутящего момента.

Синхронный электродвигатель 12 обеспечивает вращение с постоянной скоростью. Далее скорость вращения электродвигателя подвергается редуцированию в редукторе, что необходимо для увеличения мощности на валу электродвигателя. Вал электродвигателя 12 и вал ротора 8 соединены торсионным валом 15 ротационного вискозиметра (рис. 1).

В фотоэлектрическом преобразователе 14 на концах торсионного вала 15 закреплены измерительные диски с прорезями 16, с которых при помощи оптопар 17 снимается частота вращения торсионного вала 15 и передается по двум измерительным коаксиальным кабелям в измерительную головку 5 ротационного вискозиметра.

Под действием вязкостного сопротивления исследуемой массы МРЖ на роторе 8 создается крутящий момент, посредством которого происходит скручивание торсионного вала 15 ротационного вискозиметра [10,11-15].

Новый метод измерения крутящего момента торсионного вала ротационного вискозиметра основан на определении деформации кручения с помощью широкополосной частотной модуляции (ЧМ).

Для измерения крутящего момента $M_{кр}$ по деформации кручения вала используют торсионные динамометры [10,11-15], которые фиксируют угол $\Delta\varphi$ закручивания вала – угол

относительного поворота двух сечений вала, находящихся на расстоянии H одно от другого. Этот угол определяется выражением [13, 16]

$$\Delta\phi = \frac{H}{GJ_p} M_{кр}, \quad (6)$$

где G – модуль сдвига материала вала; J_p – полярный момент сечения вала.

Для сплошного круглого вала диаметром d формула (6) имеет вид [13,16]:

$$\Delta\phi = \frac{32H}{\pi d^4 G} M_{кр}. \quad (6,a)$$

Следовательно, в пределах упругих деформаций угол закручивания торсионного вала пропорционален приложенному к валу крутящему моменту. Принято, что наибольший угол закручивания торсионного вала ограничивается допустимым касательным напряжением τ в поверхностном слое вала:

$$\tau = \frac{16M_{кр}}{\pi d^3}. \quad (7)$$

С учётом формулы (7) угол закручивания торсионного вала равен:

$$\Delta\phi = 2H\tau / dG. \quad (8)$$

Учитывая, что угол закручивания торсионного вала составляет

$$\Delta\phi = \Omega_{вр} t_3,$$

где $\Omega_{вр}$ – угловая скорость торсионного вала ротационного вискозиметра; t_3 – время задержки двух сечений торсионного вала, расположенных на расстоянии H одно от другого, получим выражение (8) в виде:

$$\Omega_{вр} t_3 = 2H\tau / (Gd), \text{ откуда } t_3 = 2H\tau / (\Omega_{вр} Gd). \quad (9)$$

Частотный метод измерения вязкости МРЖ ротационным вискозиметром

Установлено, что при частотном методе измерения крутящего момента вращающихся торсионных валов [1] закручивание торсионного вала приводит к частотному сдвигу между опорной и смещенной волнами высокочастотных генераторов качающейся частоты (ГКЧ). Применяются два генератора ГКЧ_о – опорного сигнала и ГКЧ_с – смещённого сигнала. При этом частота опорного сигнала (f_o) и смещенного (f_c) меняется во времени по закону симметричной треугольной пилы (рис.2, а) [12-15].

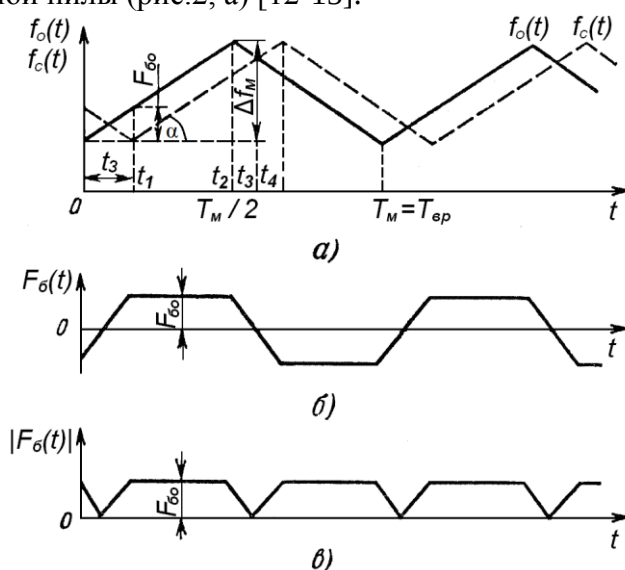


Рис. 2. Изменение во времени частот опорного (f_o) и смещенного (f_c) частотно-модулированных сигналов (а) и частоты (F_6) биений в измерителе крутящего момента на низкой или с нулевой промежуточной частоте [12 -15].

В измерителе крутящего момента используется симметричный линейный закон периодической модуляции частоты ГКЧ [7, 10]. Заметим, что на рис. 2 масштаб не выдержан, так как всегда средняя частота $f_0 \gg \Delta f_m$, где $\Delta f_m = 20 \div 50$ МГц – девиация частоты.

В измерителе крутящего момента используется симметричный линейный закон периодической модуляции частоты ГКЧ [12 -15].

Заметим, что на рис. 2 масштаб не выдержан, так как всегда средняя частота $f_0 \gg \Delta f_m$, где $\Delta f_m = 20 \div 50$ МГц – девиация частоты.

Частота смещенного во времени сигнала под действием крутящего момента изменяется таким же образом, как и частота f_0 опорного сигнала, но со сдвигом на время запаздывания $t_3 = \Delta\phi/\Omega_{вр}$ относительно частоты f_0 (рис.2, а).

В результате смешения колебаний ГКЧ возникают биения.

Изменение частоты генераторов $ГКЧ_0$ и $ГКЧ_c$ согласно рис. 2, а составляет

$$F_0 = t_3 \operatorname{tg} \alpha = t_3 \frac{df_0}{dt} = \frac{df_0 / dt}{\Omega_{вр}} \Delta \phi, \quad (10)$$

то есть пропорциональна углу $\Delta\phi$ закручивания вращающегося торсионного вала ротационного вискозиметра при его деформации кручения [12 -15].

Измерение частотного сдвига в измерителе крутящего момента ротационного вискозиметра основано на сравнении частоты опорного сигнала (от $ГКЧ_0$) и частоты смещенного сигнала (от $ГКЧ_c$). На выходе смесителя, выделяется нулевая разностная частота F_{60} .

Реализация измерителя крутящего момента торсионного вала ротационного вискозиметра на нулевой промежуточной частоте

Измеритель крутящего момента торсионного вала ротационного вискозиметра реализован на низкой или нулевой промежуточной частоте следующим образом (рис.3) [12 -15].

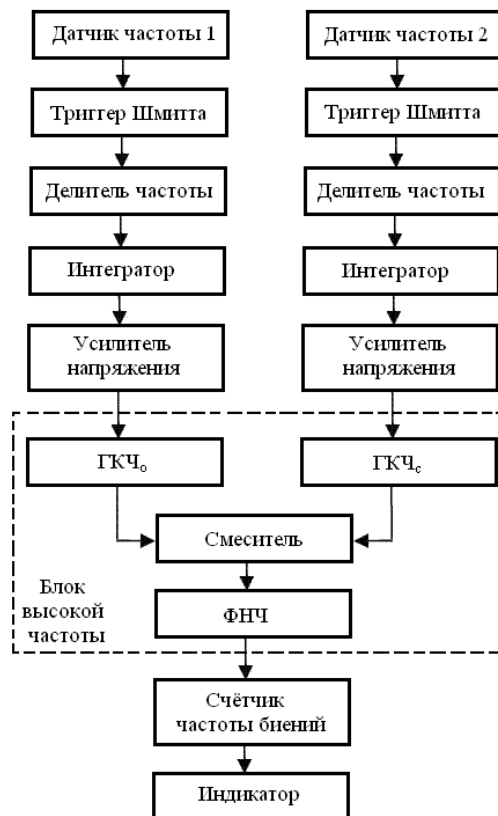


Рис. 3. Структурная схема устройства измерения крутящего момента на низкой или нулевой промежуточной частоте [12]

С помощью разнесенных вдоль торсионного вала ротационного вискозиметра фотоэлектрических (или индуктивных) датчиков 1 и 2 частоты вращения вала синхронно и синфазно снимают с вращающегося торсионного вала два сдвинутых по фазе друг относительно друга сигнала с частотой, пропорциональной частоте вращения вала. При этом следует уточнить, что использование терминов *синхронность* и *синфазность* относительно сигналов с датчиков правомерно только при постоянном торсионном моменте на валу, так как в противном случае синхронность и синфазность нарушаются.

Пройдя через триггеры Шмитта - делители частоты сигналы поступают на интеграторы. Полученные низкочастотные пилообразные сигналы треугольной формы пропускают через усилители напряжения на ГЧЧ₀ и ГЧЧ_с для обеспечения периодической частотной модуляции.

Далее сохранившие фазовый сдвиг, сформированные частотно-модулированные опорный сигнал с датчика 1 с частотой $f_o(t)$ и сдвинутый вследствие деформации кручения сигнал с датчика 2 с частотой $f_c(t)$ подают на смеситель, снабженный на выходе фильтром низкой частоты (ФНЧ) с полосой пропускания $\Delta F_0 = F_{60\max}$.

ФНЧ соединен с входом счетчика частоты биений, который преобразует частоту биений в значения деформации кручения упругого вала. Счетчик состоит из формирователя прямоугольных импульсов, длительность которых соответствует половине периода частоты биений, и высокостабильного генератора тактовых импульсов (ГТИ) с тактовой частотой порядка 100 МГц. Использовать более высокую частоту нецелесообразно из-за погрешности фотоэлектрических датчиков.

Поскольку условие линейной зависимости угла закрутки торсионного вала ротационного вискозиметра от изменения момента на валу сохраняется, то число импульсов ГТИ, занесенных в счетчик пропорционально углу $\Delta\phi$ закручивания торсионного вала.

Результат вычисления деформации кручения торсионного вала ротационного вискозиметра в виде значений угла $\Delta\phi$ закручивания вала или в значениях торсионных моментов индицируется индикатором.

Подставив формулу (9) для времени t_3 задержки в формулу (10) для частоты биений получим выражение, определяющее изменение частоты ГЧЧ₀ за время t_3 задержки [12 -15]:

$$F_6 = t_3 \operatorname{tg} \alpha = t_3 \frac{df_o}{dt} = \frac{2(df_o / dt) H}{\Omega_{\text{вр}} G d} \tau. \quad (11)$$

Согласно формуле (11) приращение F_6 пропорционально касательным напряжениям τ на поверхности торсионного вала ротационного вискозиметра.

Мгновенная частота биений равна абсолютному значению разности мгновенных значений частот опорного и смещенного сигналов

$$|F_6(t)| = |f_o(t) - f_c(t)|,$$

хотя формально можно учитывать знак частоты $F_6(t)$ [12 -15].

Сказанное, иллюстрируется на (рис. 2, б, в). Частота биений, которая в течение большей части периода модуляции $T_m = T_{\text{вр}}$ остается постоянной, является основной.

Ее значение, как видно из (рис. 2, а) и формулы (10), равно $F_{60} = \beta t_3$, где: $\beta = df_o / dt = 2\Delta f_m F_m$ - скорость изменения частоты ГЧЧ₀; Δf_m - девиация частоты; $F_m = F_{\text{вр}}$ - частота модуляции.

Тогда, основная частота биений с учетом (11) будет равна

$$F_{60} = \left(\frac{4\Delta f_m F_m}{\Omega_{\text{вр}} G} \right) \left(\frac{H}{d} \right) \tau, \quad (12)$$

причем девиация частоты Δf_m несколько десятков мегагерц, а F_m - десятки герц.

Так как $F_M = F_{вр}$, а $\Omega_{вр} = 2\pi F_{вр}$, то выражение (12) преобразуется к виду

$$F_{\delta 0} = \left(\frac{4\Delta f_M F_M}{2\pi F_M G} \right) \left(\frac{H}{d} \right) \tau. \quad (12, a)$$

В этом случае круговая частота биений будет равна

$$\Omega_{\delta 0} = 2\pi F_{\delta 0} = 4\Delta f_M \left(\frac{\tau}{G} \right) \left(\frac{H}{d} \right). \quad (13)$$

Из выражения (13) можно определить допустимые касательные напряжения τ на вращающемся валу, которые будут равны

$$\tau = \left(\frac{\Omega_{\delta 0}}{4\Delta f_M} \right) \left(\frac{d}{H} \right) G. \quad (14)$$

Далее можно определить крутящий момент на вращающемся валу. С учетом выражений (6), (6,а), (7) крутящий момент на вращающемся валу будет равен выражению

$$M_{кр} = \frac{2\tau}{d} \left(\frac{\pi d^4}{32} \right) = \left[\left(\frac{\Omega_{\delta 0}}{4\Delta f_M} \right) \left(\frac{d}{H} \right) G J_p \right] \frac{2}{d} = \frac{\Omega_{\delta 0}}{2\Delta f_M} \frac{G J_p}{H} = \frac{2\pi F_{\delta 0}}{2\Delta f_M} \frac{G J_p}{H}. \quad (15)$$

Крутящий момент на вращающемся торсионном валу ротационного вискозиметра определяется выражением

$$M_{кр} = \frac{\Delta \phi}{H} G J_p, \quad (16)$$

то, приравнявая выражение (15) к выражению (16), получаем равенство

$$M_{кр} = \frac{\Delta \phi}{H} G J_p = \frac{2\pi F_{\delta 0}}{2\Delta f_M} \frac{G J_p}{H} = \frac{F_{\delta 0}}{2\Delta f_M} 2\pi \frac{G J_p}{H}, \quad (17)$$

в котором величина $\frac{F_{\delta 0}}{2\Delta f_M} 2\pi = \Delta \phi$ есть угол закручивания торсионного вала ротационного вискозиметра, выраженный в радианах.

Приравнявая выражение (17) к выражению (5), получаем равенство

$$M_{кр} = \eta \frac{(\Omega_{вр} S r)}{l} = \frac{F_{\delta 0}}{2\Delta f_M} 2\pi \frac{G J_p}{H}. \quad (18)$$

Теперь из равенства (18) можно определить динамическую вязкость η исследуемой массы МРЖ в ротационном вискозиметре

$$\eta = \left(\frac{F_{\delta 0}}{2\Delta f_M} 2\pi \frac{G J_p}{H} \right) \cdot \left(\frac{l}{2\pi F_{вр} S r} \right) = \frac{F_{\delta 0}}{2\Delta f_M} \frac{G J_p}{H} \frac{l}{F_{вр} S r}, \quad (19)$$

где $2\pi F_{вр} = \Omega_{вр}$ – угловая скорость вращения внутреннего воспринимающего цилиндра ; S – рабочая площадь внутреннего воспринимающего цилиндра ; r – радиус внутреннего воспринимающего цилиндра ; l – зазор между стаканом и ротором.

Заключение

Рассмотренный метод измерения динамической вязкости МРЖ позволяет производить исследования рабочей жидкости с изменяющейся вязкостью на несколько порядков. Перед заполнением магнитоореологических трансформаторов рабочей жидкостью необходимо проводить предварительную калибровку вязкости МРЖ в зависимости от магнитной индукции управляющего магнитного поля и температуры МРЖ.

Библиография

1. Шульман З.П. Магнитореологический эффект. / З.П. Шульман, В.И. Кордонский – Минск: Наука и техника, 1982. – 184 с.
2. Борин Д.Ю., Михайлов В.П., Базиненков А.М. Инженерное образование. Наука в образовании. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2006. – 9 с.
3. Гордеев Б.А. Системы виброзащиты с использованием инерционности и диссипации реологических сред. / Б.А. Гордеев, В.И. Ерофеев, А.В. Синев, О.О. Мугин. - М.: Физматлит, 2004. - 175 с.
4. Баишта Т.М. Машиностроительная гидравлика. М.: Машиностроение, 1971. - 672 с.
5. Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Плехов А.С., Злобин П.А. Применение магнитореологических жидкостей в машиностроении // Приволжский научный журнал. – 2014. – № 4. – С.29-42.
6. Гордеев Б.А. Течение и релаксация магнитореологической жидкости в дроссельных каналах гидропор / Б.А. Гордеев, С.Н. Охулков, А.С. Плехов, Д.Ю. Титов, В.П. Горсков // Вестник машиностроения. – 2015. – №7. – С. 32-38.
7. Морозов Н.А. Нанодисперсные магнитные жидкости в технике и технологиях / Н.А. Морозов, Ю.Б. Казаков – Иваново: Иван. гос. энерг. ун-т., 2011. – 264 с.
8. Райхер Ю.Л. Вращательная вязкость вязкоупругой магнитной жидкости / Ю. Л. Райхер, В.В. Русаков // Коллоидный журнал. – 2008. - №70. - С. 85-92.
9. Гордеев Б. А., Маслов В.Г., Охулков С.Н., Осмехин А.Н. К вопро-су создания цилиндрического магнитореологического трансформатора в ортогональных магнитных полях // Проблемы машиностроения и надёжности машин. – 2014. – № 2.– С. 15 -21.
10. Крутоголов В.Д., Кулаков М.В. Ротационные вискозиметры. – М.: Машиностроение, 1984. – 112 с.
11. Корганова О.Г., Кузнецов В.А. Ротационный вискозиметр // Вестник самарского государственного технического университета, сер. Технические науки. Информационные технологии. – 2012. – №1 (33). – С 55-60.
12. Частотный метод измерения крутящего момента вращающихся валов / Гордеев Б.А., Охулков С.Н., Плехов А.С., Бугайский В.В., Горсков В.П. // Вестник машиностроения. – № 2. – 2015. – С. 3-7.
13. Гордеев Б. А., Бугайский В. В., Ерофеев В. И., Охулков С. Н. Частотный метод измерения деформации кручения на вращающихся валах машин и механизмов // Вестник Волжской государственной академии водного транспорта. Надежность и ресурс в машиностроении. – 2006. – Вып. 16. – С. 62–70.
14. Охулков С. Н. Патент на изобретение «Способ определения крутящего момента» за № 2196309 от 10 01. 2003 г., по заявке № 2000110472 от 24.04.2004г.
15. Викторов В. А., Лункин Б. В., Совлуков А. С. Радиоволновые измерения параметров технологических процессов. М.: Энергоиздат, 1989. – 208 с.
16. Экспериментальные методы исследования деформаций и напряжений: Справочное пособие / Б. С. Касаткин, А. Б. Кудрин, Л. М. Лобанов и др. // Киев: Наукова думка, 1981. – 584 с.
17. Фазане Н.Г., Илинов Л.В., Азим-Заде А.Ю. Технологические измерения и приборы. – М.: Высшая школа, 1989. – С. 152.
18. Пирогов А.Н., Доня Д.В. Инженерная реология. Учебное пособие / Кемеровский технологический институт пищевой промышленности. Кемерово, 2004. – 110 с.

УДК 629.113.001

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ЗАГРЯЗНЕНИЯ ФАР АВТОТРАНСПОРТНОГО СРЕДСТВА ПРОТИВОГОЛОЛЕДНЫМИ МАТЕРИАЛАМИ

Громалова В.О., Федотов А.И.

*Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Россия, Иркутск, vikki@istu.edu, fai@istu.edu*

Автомобильный транспорт был и остается самым опасным видом транспорта современности. За один год на дорогах нашей страны гибнет около 25 тысяч человек, получают ранения и увечья – более 250 тысяч. Каждое третье дорожно-транспортное происшествие происходит в ночное время суток. Продолжает оставаться актуальным вопрос повышения безопасности движения автотранспортных средств на зимних дорогах. Продолжительность периода зимней скользкости в России составляет 5-6 месяцев. Одним из способов борьбы с зимней скользкостью является применение противогололедных материалов. При движении автотранспортных средств по дороге покрытой противогололедными материалами, происходит загрязнение их внешних световых приборов противогололедными реагентами, что существенно снижает освещение дороги, снижает видимость водителем дорожной обстановки в темное время суток и отрицательно влияет на безопасность дорожного движения.

Выполняя анализ состояния проблемы, можно утверждать, что в вопросе повышения безопасности движения автотранспортных средств и условий их эксплуатации на зимних дорогах, покрытых химическими противогололедными реагентами, отсутствуют знания о закономерностях влияния реагентов на безопасность движения автотранспортных средств в условиях загрязнения их световых приборов противогололедными материалами в темное время суток. Для получения новых знаний о таком влиянии необходимо проведение системного научного исследования.

Ключевые слова: *безопасность движения автотранспортных средств, безопасность дорожного движения, дорожно-транспортное происшествие, светопропускание стекла экрана фары, сила света фары, химические противогололедные материалы, загрязнение внешних световых приборов, темное время суток, зимняя скользкость.*

EXPERIMENTAL STUDY OF THE PROCESS OF POLLUTION OF THE HEADLAMP OF THE MOTOR VEHICLE DEICING MATERIALS

Gromalova V.O., Fedotov A. I.

*Irkutsk National Research Technical University,
Russia, Irkutsk, vikki@istu.edu, fai.abs@yandex.ru*

Road transport has been and remains the most dangerous mode of transport of our time. In one year, about 25,000 people die on the roads of our country, more than 250,000 are injured and maimed. Every third road accident occurs at night. The issue of improving the safety of motor vehicles on winter roads continues to remain relevant. The duration of the period of winter slippery in Russia is 5-6 months. One of the ways to combat winter slippery is the use of deicing materials. When vehicles are driving on the road covered with anti-icing materials, their external lighting devices are contaminated with anti-icing reagents, which significantly reduces the illumination of the road, reduces the visibility of the driver of the road situation in the dark and adversely affects road safety.

By analyzing the state of the problem, it can be argued that in the issue of improving the safety of vehicles and their operating conditions on winter roads covered with chemical deicing reagents, there is no knowledge of the laws of the influence of reagents on the safety of vehicles in conditions of contamination of their lighting with deicing materials in the dark. To obtain new knowledge about such influence it is necessary to conduct a systematic scientific research.

Key words: *traffic safety, road safety, traffic accident, light transmission of the glass screen lights, the intensity of the lights, chemical anti-icing materials, pollution of external lighting devices, the dark, winter slippery.*

Введение

Продолжает оставаться актуальным вопрос повышения безопасности движения автотранспортных средств (АТС) на зимних дорогах. Согласно официальной статистике ГИБДД РФ, на территории Иркутской области в 2017 г., в зимнее время года количество дорожно-транспортных происшествий, связанных с наездом на пешеходов в зоне пешеходных переходов, выросло на 3,3%, по сравнению с аналогичным периодом прошлого года [3]. По статистическим данным Госавтоинспекции Иркутской области в зимний период с IV квартала 2016 г. по I квартал 2017 г., произошло 643 дорожно-транспортных происшествия. В них пострадали и были ранены 671 человек, на пешеходных переходах 274 человека, из них в темное время суток 103 человека. Каждое третье дорожно-транспортное происшествие (ДТП) происходит в ночное время суток. При этом каждый второй погибший в ДТП гибнет в ночное время суток, в условиях ограниченной видимости.

Климатической особенностью многих регионов России является появление зимней скользкости на дорогах. Продолжительность периода зимней скользкости в России составляет 5-6 месяцев, из которых время образования снежно-ледяных отложений из-за выпадения снега и появления изморози составляет от 2 до 2,4 месяцев.

Документ ОДМ «Руководство по борьбе с зимней скользкостью на автомобильных дорогах» [1], различает три вида снежно-ледяных отложений на автомобильных дорогах: *рыхлый снег, снежный накат и стекловидный лед*. Все виды снежно-ледяных отложений (СЛО), необходимо ликвидировать в установленные нормативные сроки [1]. Одним из способов ликвидации СЛО является применение противогололедных материалов (ПГМ) [1].

Противогололедные материалы (ПГМ) бывают: химические, фрикционные и комбинированные. [2]. Если в состав фрикционных материалов входят, как правило, натуральные природные компоненты (смеси песка, гравия, щебня), то в составе химических противогололедных материалов (ХПГМ), в качестве химических добавок используют *твердые соли*: технический хлористый натрий, соль сильвинитовых отвалов и хлористый кальций [2].

Методики проведения и результаты экспериментов

В современной науке исследованию влияния применения ХПГМ на безопасность движения автотранспортных средств и на их эксплуатационные свойства, посвящено большое количество научных трудов.

Анализ научных исследований показывает, что в подавляющем большинстве работ не учитывается важный негативный аспект влияния ХПГМ на безопасность дорожного движения: смесь из химических противогололедных реагентов, которыми посыпают дороги в зимнее время, смешиваясь с выпавшими осадками, налипает на кузов автомобилей при их движении, загрязняя внешние световые приборы, остекление кабин, наружные зеркала заднего вида и т.д. (рис. 1,2).



Рис.1. Внешний вид автомобиля с загрязненными внешними световыми приборами



Рис. 2 Фара автомобиля Nissan загрязненная противогололедными материалами

Движение автомобиля зимой в темное время суток с ближним светом фар на неосвещенных пешеходных переходах приводит к тому, что внешние световые приборы загрязненные смесью осадков и противогололедных реагентов, ухудшают обзорность и снижают видимость водителем дорожной обстановки. Следует учесть, что в зимнее время года, в условиях скользких дорог водителю и пешеходам требуется значительно больше времени для предотвращения дорожного-транспортного происшествия чем летом. Поэтому полноценный обзор дороги, ей хорошая освещенность, являются одними из важнейших факторов, обеспечивающих безопасность всех участников дорожного движения на зимних дорогах.

Исследований, направленных на выявление закономерностей влияния загрязнения световых приборов автомобилей противогололедными реагентами на освещенность ими дороги и видимость водителем дорожной обстановки не проводилось. Исследование позволит установить степень опасности, которую несут ХПГМ, загрязняя поверхности световых приборов автомобилей, разработать систему мер, направленных на снижение этого негативного влияния на безопасность дорожного движения на зимних дорогах в ночное время.

Исследование вопроса о повышении безопасности автотранспортных средств в условиях загрязнения их световых приборов противогололедными материалами, следует начать с **эксперимента процесса загрязнения фар автотранспортного средства противогололедными материалами в реальных дорожных условиях.**

1. Определено время проведения эксперимента.
2. Подготовлен автомобиль Toyota Fun Cargo (рис. 3):
 - на автомобиль был установлен комплект фар, соответствующий требованиям европейского стандарта;
 - фары ближнего и дальнего света были отрегулированы в соответствии с требованиями технического регламента таможенного союза ТР ТС018/2011 о безопасности колесных транспортных средств (п. 3.8.4)
3. Для измерения светопропускания стекла фары автомобиля, было подготовлено приспособление-прозрачный экран для правой и левой автомобильной фары (рис.4);
4. Подготовлен шаблон, с разметкой в 9 равноудаленных точках, для измерения показаний степени загрязнения противогололедными материалами поверхности приспособления (прозрачный экран автомобильной фары);
5. Подготовлен персонал (в количестве 2 человек) для проведения экспериментальных исследований.



Рис. 3 Испытуемый автомобиль
Toyota Fun Gargo



Рис. 4 Внешний вид приспособления
прозрачный экран фары автомобиля

Вместе с подготовкой, особое значение занимает разработка корректных методик проведения эксперимента.

Методика проведения экспериментального исследования:

Параметры, измеряемые путем экспериментального исследования процесса загрязнения фар автотранспортного средства противогололедными материалами в реальных дорожных условиях, имеют зависимость от ряда внешних факторов. Следовательно, для повышения точности экспериментальных исследований, необходимо определить количество и время проводимых испытаний.

Для проведения эксперимента процесса загрязнения фар автотранспортного средства противогололедными материалами требовались следующие дорожно-климатические условия: средняя температура воздуха от минус 20°C до плюс 4°C (т.к. образование скользкости на дорогах возможно при этом температурном режиме), выпадение осадков в виде снега, применение дорожными службами химических противогололедных материалов на дорожном покрытии.

Для контроля степени загрязнения автомобильной фары противогололедными материалами было разработано приспособление – съемный прозрачный экран для левой и для правой фары. Экран представляет собой съемный щиток из высокопрочного акрилового стекла, в точности повторяющий контуры фары (рис.4).

Наиболее подходящим оборудованием для контроля степени загрязнения внешних световых приборов автомобиля противогололедными материалами является измеритель светопропускания стекла ТОНИК (рис. 5)



Рис. 5. Измеритель светопропускания стекла ТОНИК

На первом этапе эксперимента необходимо снять первоначальные показания светопропускания прозрачного экрана автомобильной фары. Проверка должна осуществляться при следующих условиях:

- температура воздуха: от -10^0 до 40^0 С;
- атмосферное давление: от 84 до 106,7 кПа;
- относительная влажность воздуха: до 95% при 30^0 С.

Методика пошагово состоит из следующих действий:

- К внутренней стороне прозрачного экрана автомобильной фары необходимо приложить заранее заготовленный шаблон с разметкой в девяти равноудаленных точках.
- Светопропускание съемного приспособления (прозрачного экрана левой и правой автомобильной фары) измерить в девяти разных точках.
- Затем определить среднее значение, которое считается результирующим.
- Результаты измерений светопропускания прозрачного экрана правой и левой фары занести в таблицу (таблица 1).
- Установить на передние фары автомобиля Toyota FunCargo приспособление (прозрачный экран).
- При определенных в методике дорожно-климатических условиях, выполнить заезд автомобиля на расстояние, равное 100 километрам.
- Снять приспособление с определенной степенью загрязнения (экран автомобильной фары) с внешних световых приборов автомобиля.
- К внутренней стороне экрана автомобильной фары приложить заранее заготовленный шаблон с разметкой в девяти равноудаленных точках.
- Светопропускание съемного приспособления (прозрачного экрана автомобильной фары) измерить в девяти разных точках.
- За величину действительного значения светопропускания принять среднее арифметическое значение результатов измерений в девяти точках.
- Результаты измерений светопропускания загрязненного экрана правой и левой фары занести в таблицу (таблица 1).
- Повысить точность эксперимента необходимо числом дополнительных заездов автомобиля на расстояние, равное 100 километрам (при определенных в методике дорожно-климатических условиях).
- Определение необходимого числа повторов эксперимента, требуемых для проведения исследования процесса загрязнения внешних световых приборов автомобиля противогололедными материалами зависит от погодных и дорожных условий.
- Выполнить обработку полученного экспериментального материала при помощи программы Microsoft Excel, путем построения графиков (рис. 6).

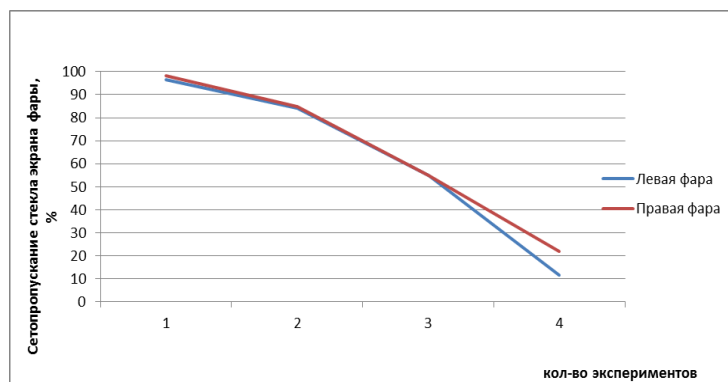


Рис. 6. Графики результатов измерения светопропускания стекла экрана фар, %.

- На основании проведенных расчетов принимается решение о необходимости дополнительных заездов автомобиля, равное расстоянию в 100 км (при определенных в методике дорожно-климатических условиях).

Таблица 1

№ эксперимента	Показания, снятые прибором «ТОНИК», %			
	Правая фара		Левая фара	
	измеренный	средний	измеренный	средний
1 эксперимент	99	98,3	96,6	96,6
	97,1		96,6	
	97,4		98,7	
	99,7		97,6	
	97,7		95,4	
	100		98,5	
	100		93,8	
	95,6		93,8	
	98,5		99,2	
2 эксперимент	83,4	84,84	84,3	84,24
	85,7		84,8	
	85,1		84,5	
	86,9		87,9	
	90,2		84,8	
	87,9		84,8	
	86,8		75,5	
	70		89,5	
	87,6		82,1	
3 эксперимент	43,4	54,8	41,2	55
	59		46,3	
	61		54,7	
	54,1		44,1	
	44,6		52,4	
	57,5		65,5	
	56,1		53,7	
	42,8		59,2	
	74,8		78,1	
4 эксперимент	9,7	21,8	8,5	11,5
	12,5		7,8	
	12,7		6,4	
	8,9		9,4	
	11,3		7,4	
	18,6		8,4	
	48		19	
	36		28	
	39		8,8	

Вторым этапом в исследовании вопроса о повышении безопасности автотранспортных средств в условиях загрязнения их световых приборов противогололедными материалами, был определен **эксперимент контроля силы света автомобильных фар, в условиях их загрязнения противогололедными материалами.**

Существует предположение о том что, яркость фар будет изменяться с возрастающей степенью их загрязнения после каждого экспериментального заезда автомобиля на расстояние, равное 100 километрам. Для утверждения этого предположения необходимо провести ряд экспериментальных действий.

Для контроля изменения силы света фар на каждом этапе экспериментального заезда автомобиля, необходимо проводить измерение силы света фар в режиме ближнего и

дальнего света. Измерение данных параметров производится специальным прибором для измерения параметров света фар автотранспортных средств ИПФ-01 (рис.7)



Рис. 7. Измеритель параметров света фар автотранспортных средств ИПФ-01

1. Определено время проведения эксперимента;
2. Подготовлена специализированная площадка для экспериментальных исследований;
3. Подготовлен персонал (кол-во 2 человека).

Методика проведения экспериментального исследования:

- Автомобиль установить на заранее подготовленной специализированной площадке для проведения эксперимента в положение, соответствующее прямолинейному движению;
- Измерить давление в шинах, которое соответствует норме (таблица 2)

Таблица 2.

Модель автомобиля	Тип и размер шин	Давление в передних шинах (атм./psi)	Давление в задних шинах (атм./psi)
Toyota Fun Cargo	185/65/R14	2,2/31	2,2/31

- масса автомобиля составляет 1010 кг;
- Фары ближнего и дальнего света автомобиля отрегулировать в соответствии с пунктом 3.8.4. Технического регламента таможенного союза ТР ТС 018/2011 о безопасности колесных транспортных средств;
- На фары автомобиля установить приспособление (прозрачный экран автомобильной фары);
- Произвести измерение силы света (правой/левой) фары ближнего света в направлении оптической оси фары
- Результаты измерений силы света правой и левой фары в режиме ближний свет занести в таблицу (таблица 3).
- Произвести измерение силы света (правой/левой) фары дальнего света;
- Результаты измерений силы света правой и левой фары в режиме дальний свет занести в таблицу (таблица 3).
- Выполнить экспериментальный заезд автомобиля на расстояние, равное 100 километрам, при определенных в методике дорожно-климатических условиях.

- Автомобиль, с установленными на фарах приспособлениями (с определенной степенью загрязненностью) установить на специализированную площадку.
- Произвести измерение силы света левой/правой фары автомобиля с установленными на них приспособлениями в режиме ближний/дальний свет.
- Результаты измерений силы света правой и левой фары в режиме ближний/дальний свет занести в таблицу (таблица 3).

Таблица 3.

№ эксперимента	Тип фары	Сила света фары в направлении оптической оси фары, Кд				Нормативные значения силы света фары, Кд	
		для правой фары		для левой фары		для правой фары	для левой фары
		режим ближнего света	режим дальнего света	режим ближнего света	режим дальнего света	режим ближнего света	режим дальнего света
1 эксперимент	класс Н дальнего НR-света и ближнего НC-света	Верхняя граница-460 Нижняя граница-7950	28500	Верхняя граница-470 Нижняя граница-7750	13400	По верхней границе – не более 750 Кд, по нижней границе не менее 1600 Кд	Не более 300000 Кд
2 эксперимент		Верхняя граница-520 Нижняя граница-6531	17700	Верхняя граница-360 Нижняя граница-6500	9200		
3 эксперимент		Верхняя граница-548 Нижняя граница-4771	8132	Верхняя граница-878 Нижняя граница-4718	5033		
4 эксперимент		Верхняя граница-356 Нижняя граница-700	1800	Верхняя граница-200 Нижняя граница-334	465		

- Количество проводимых экспериментов контроля яркости фар напрямую зависит от количества проведенных экспериментов исследования процесса загрязнения внешних световых приборов автомобиля противогололедными материалами.
- Выполнить обработку полученного экспериментального материала при помощи программы Microsoft Excel, путем построения графиков (рис.7, 8).

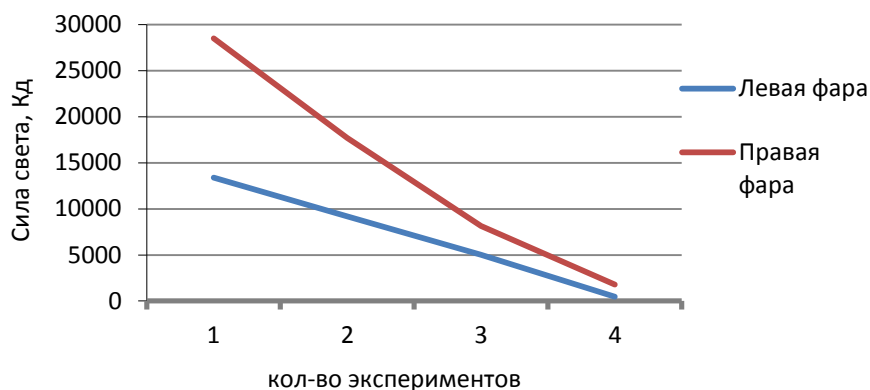


Рис. 8. График результатов измерения силы света фар *в режиме дальнего света*

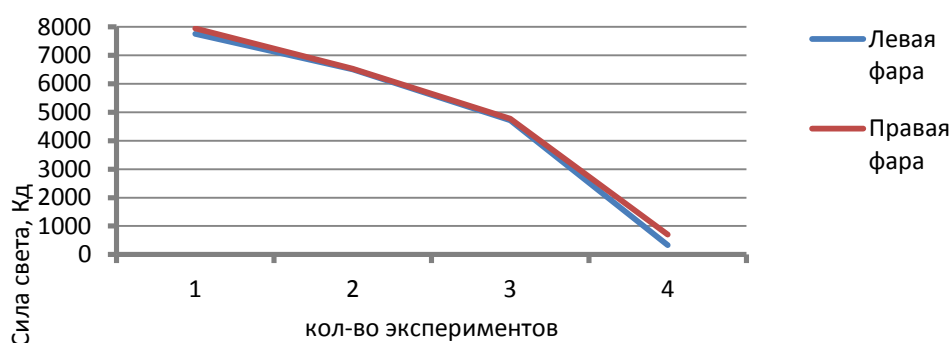


Рис. 9. График результатов измерения силы света фар *в режиме ближнего света*

Полученные результаты исследования позволили построить в среде Microsoft Excel графики зависимости *силы света левой и правой фар* от *величины светопропускания* стекол экранов фар *в режиме дальнего света*.

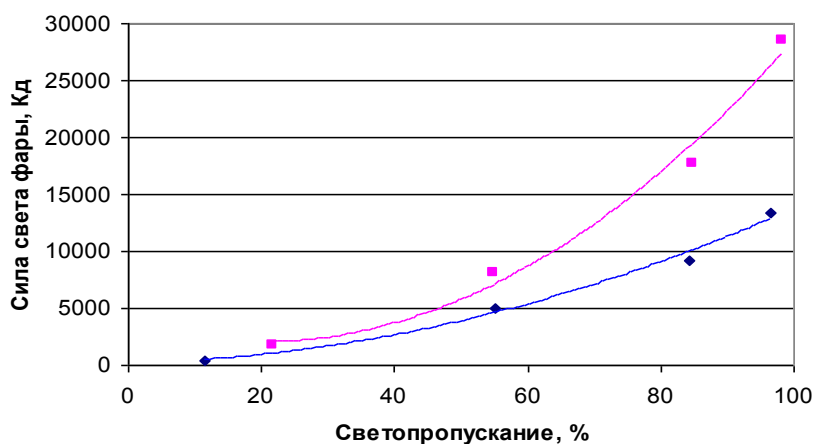


Рис. 10. Графики зависимости силы света левой и правой фар от величины светопропускания стекла экрана фар в режиме *дальнего света*; светлым маркером показаны график *правой фары*, темным – *левой фары*.

♦ и ♦ - эксперимент; — — - расчет

По итогам экспериментальных исследований получена математическая зависимость силы света правой фары в режиме дальнего света от величины светопропускания стекла экрана правой фары:

$$I_{\phi} = 4,1548 \cdot T_{cf}^2 - 166,87 \cdot T_{cf} + 3748 \quad (1)$$

где I_{ϕ} – сила света правой фары; T_{cf} – светопропускание стекла экрана правой фары.

Зависимость получена при коэффициенте достоверности аппроксимации $R^2=0,9869$.

Получена математическая зависимость силы света левой фары от величины светопропускания стекла экрана левой фары:

$$I_{\phi} = 1,2356 \cdot T_{cf}^2 + 11,857 \cdot T_{cf} + 243,68 \quad (2)$$

Зависимость получена при коэффициенте достоверности аппроксимации $R^2=0,9887$.

Так же были построены графики зависимости **силы света левой и правой фар** от величины светопропускания стекол экранов в **режиме ближнего света**.

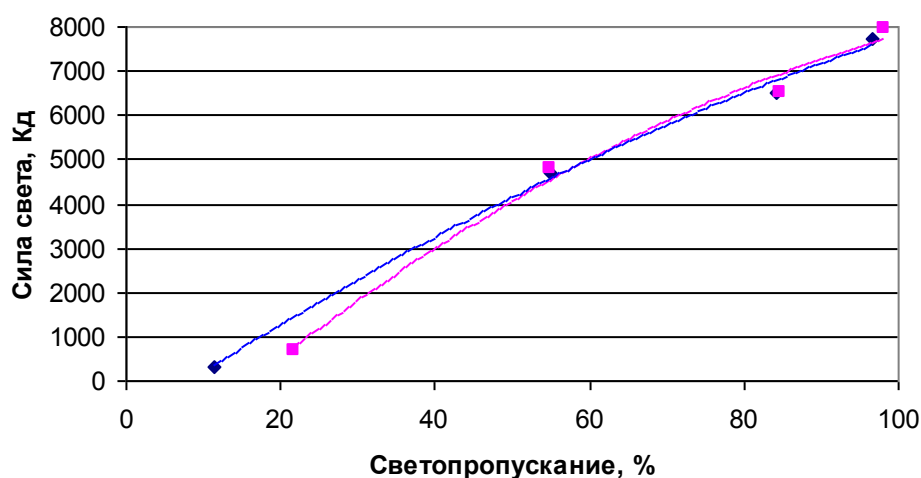


Рис.11. Графики зависимости силы света фар от величины светопропускания стекла экрана фар в режиме **ближнего света**;

светлым маркером показаны график **правой фары**, темным – **левой фары**.

♦ и ♦ - эксперимент; — — - расчет

Получена математическая зависимость силы света от величины светопропускания правой фары:

$$I_{\phi} = -0,5317 \cdot T_{cf}^2 + 154,71 \cdot T_{cf} + 2354 \quad (3)$$

Зависимость получена при коэффициенте достоверности аппроксимации $R^2=0,9903$.

Получена математическая зависимость силы света от величины светопропускания левой фары:

$$I_{\phi} = -0,2898 \cdot T_{cf}^2 + 116,11 \cdot T_{cf} - 934,86 \quad (4)$$

Зависимость получена при коэффициенте достоверности аппроксимации $R^2=0,9958$.

Выводы

Полученные результаты экспериментов позволили построить графики, позволяющие выполнять подробный анализ процесса движения АТС в условиях **ограничения видимости** водителем и участниками движения, вызванных загрязнением световых приборов противогололедными материалами

Библиография

1. ОДМ Руководство по борьбе с зимней скользкостью на автомобильных дорогах. Минтранс РФ, 2003. URL: http://infosait.ru/norma_doc/41/41133/index.htm.
- 2.. ОДН Требования к противогололедным материалам. М. Информавтодор, 2003 г. – 72 с.
3. Сведения о показателях состояния безопасности дорожного движения [Электронный ресурс]. URL: <http://stat.gibdd.ru/> (07.09.2017).
4. Правительство Иркутской области. Официальный портал. [Электронный ресурс]. URL: <http://irkobl.ru/sites/gkh/transport/BDD/?type=special>.
5. *Федотов А.И.* Шинный тестер для экспериментального исследования сцепных свойств автомобильных шин с дорогой, покрытой химическими противогололедными материалами // Федотов А.И., Гергенов С.М., Дарханов Ж.В. / Материалы 99-й Международной научно-технической конференции. ИРНИТУ: Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации. – 2017. – С. 150-159.
6. *Гергенов С.М.*, Исследование сцепных свойств автомобильных шин / Гергенов С.М., Корчагин В.А., Дарханов Ж.В. // Ползуновский альманах. – 2015. – № 2. – С. 91-95.
7. *Ветрова В.В.* Влияние антигололедных реагентов на дорожные условия и безопасность движения на автомагистрали [Текст]. Дисс. канд. тех. наук: 05.23.11 / МАДИ, Москва. – 2006. – 136 с.
8. *Сарайкин А.И.* Обеспечение безопасности движения автомобиля в условиях дефицита визуальной информации [Текст]. Дисс. канд. тех. наук: 05.22.10 / ФГБОУ ВО «Оренбургский государственный университет», Оренбург – 2017. – 189 с.
9. *Балакин В.Д.*, Экспертиза дорожно-транспортных происшествий: учебное пособие, 2-е изд., перераб. и доп. Омск: СиБАДИ, 2015. – 136 с.
10. *Аржанухина С.П.* Совершенствование технологии применения противогололедных материалов при зимнем содержании автомобильных дорог / Дисс. канд. техн. наук: 05.23.11 / Саратов. – 2009. – 164 с.
11. *Абельханова Д.Р.* Повышение эффективности применения противогололедных реагентов при эксплуатации автомобильных дорог: Дис. канд. тех. наук: 05.23.11 / МАДИ. – Москва, 2011. – 169 с.
12. *Седов А.В.* Сравнительный анализ противогололедных материалов по критерию безопасности движения / Вестник ХНАДУ, Харьков. – 2005. – С. 48-51.
13. *Ким П.А.* Повышение безопасности пешеходов на нерегулируемых пешеходных переходах [Текст]. Дисс. канд. тех. наук: 05.22.10 / ИрГТУ, Иркутск – 2014. – 149 с.
14. *Нюдь А. С.* Существующие проблемы выявления и ликвидации зимней скользкости на автомобильных дорогах и мостовых сооружениях / Нюдь А. С., Кирыков Е. И. // Вестник ТГАСУ. – № 2. – 2013. – С. 263-272.
15. *Кустарев Г.В.* Проблемы определения сцепления колес транспортных средств с покрытием при обработке антигололедными материалами в зимнее время / Кустарев Г.В., Морозов Р.В., Горшков А.В. // Перспективы науки. – 2013. – №10 (49). – С. 18-21.
16. *Сютова Е.А.* Сравнительные испытания новых противогололедных материалов разного состава / Сютова Е.А., Алыков Н.М. // Экология и промышленность России. – 2012. – С. 47-51.
17. *Федотов А.И., Гергенов С.М.* О влиянии химических противогололедных материалов на движение и эксплуатационные свойства колесных транспортных средств // Журнал автомобильных инженеров. – 2015. – № 4. – С. 38-41.
18. Федеральный закон №131-ФЗ Об общих принципах организации местного самоуправления в Российской Федерации, от 06.10.2003г.
19. Технический регламент таможенного союза ТР ТС 018/2011 О безопасности колесных транспортных средств. Москва, 2011.

20. Измеритель светопропускания стекол "ТОНИК " Руководство по эксплуатации М 019.000.00 РЭ. Научно производственная фирма "МЕТА".

УДК 532.135

РЕОЛОГИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ*

Дембелова Т.С.* , Макарова Д.Н.* , Бадмаев Б.Б.*,**

* Институт физического материаловедения СО РАН, Россия, Улан-Удэ
lmf@ipms.bscnet.ru

** Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления
Россия, Улан-Удэ bbbadmaev@mail.ru

Прочность, надежность и долговечность трущихся узлов машин и механизмов сильно зависят от реологических параметров используемых смазочных материалов. В современной технике в качестве смазочных материалов широко используются полимерные жидкости. Низкие температуры застывания, повышенная термостойкость и более пологая кривая зависимости вязкости от температуры позволяют их применять для смазки приборных подшипников, узлов трения машин и механизмов, работающих при широком диапазоне температур. В данной работе представлены результаты исследования таких реологических свойств полимерных жидкостей как модуль сдвига, тангенс угла механических потерь и эффективная вязкость.

Ключевые слова: модуль сдвига, эффективная вязкость, полимерные жидкости, смазочные материалы.

RHEOLOGICAL PROPERTIES OF LUBRICATING OILS

Dembelova T.S.* , Makarova D.N.* , Badmaev B.B.*,**

* Institute of Physical Materials Science of the Siberian Branch of the RAS (IPMS SB RAS),
Russia, Ulan-Ude, lmf@ipms.bscnet.ru

** East Siberia State University of Technology and Management, Russia, Ulan-Ude
bbbadmaev@mail.ru

Strength, reliability and durability of friction units of machines and mechanisms strongly depend on rheological parameters of used lubricants. In modern technology, polymer liquids are widely used as lubricants. Low pour points, increased heat resistance and a more consistent curve of viscosity versus temperature allow them to be used to lubricate instrument bearings, friction units of machines and mechanisms operating over a wide temperature range. In this paper we present the results of an investigation of such rheological properties of polymer liquids as the shear modulus, tangent of mechanical losses angle and the effective viscosity.

Key words: shear modulus, effective viscosity, polymer liquids, lubricants.

Введение

Полимерные жидкости находят широкое применение во многих инженерных системах, благодаря своим уникальным характеристикам. Они имеют более низкие температуры застывания, повышенную термостойкость и более пологую кривую зависимости вязкости от температуры. Большой интервал рабочей температуры и хорошие смазывающие свойства позволяют применять их в качестве смазок приборных подшипников, узлов трения машин и механизмов. Поэтому большое значение имеет знание реологических свойств полимерных жидкостей для подбора оптимальных вариантов смазочных материалов разного назначения.

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ № 18-48-030020 p_a

В данной работе приведены результаты исследования вязкоупругих свойств гомологического ряда полиметилсилоксановых (ПМС) жидкостей акустическим резонансным методом [1-7]. Пьезокварцевый кристалл в виде прямоугольного бруска, колеблющийся на резонансной частоте, контактирует с прослойкой жидкости, накрытой твердой накладкой. При колебаниях пьезокварца на частоте 73 кГц прослойка жидкости испытывает деформации сдвига. Возрастание резонансной частоты свидетельствует о наличии сдвиговой упругости у жидкости. Из теории акустического резонансного метода для определения комплексного модуля сдвига и тангенса угла механических потерь получены следующие расчетные формулы [1]:

$$G' = \frac{4\pi^2 M f_0 \Delta f' H}{S}, \quad G'' = \frac{4\pi^2 M f_0 \Delta f'' H}{S}, \quad \tan \theta = \frac{G''}{G'} = \frac{\Delta f''}{\Delta f'} \quad (1)$$

где M – масса пьезокварца равная 6,24 г., f_0 – его резонансная частота, $\Delta f'$ и $\Delta f''$ – действительный и мнимый сдвиги резонансной частоты, H – толщина жидкой прослойки, S – площадь основания накладки равная 0,2 см². Преимуществом акустического резонансного метода измерения реологических свойств жидкостей является то, что у него нет ограничений на вязкость исследуемых жидкостей. Метод позволяет исследовать жидкости, вязкости которых могут варьировать в пределах от сотых долей до 10⁶ П. Вязкость гомологического ряда полиметилсилоксановых жидкостей изменяется в широких пределах, поэтому данный метод вполне приемлем для исследования их реологических свойств.

Проведенные исследования полиметилсилоксановых жидкостей показали, что зависимости действительного и мнимого сдвигов резонансной частоты от обратной величины толщины пленки линейны, что свидетельствует о наличии объемной сдвиговой упругости. Такая зависимость показана на рис.1 для полиметилсилоксановой жидкости ПМС-25. Рассчитанная сдвиговая упругость для ПМС-25 равна 0,22·10⁶ дин/см², $\tan \theta = 0,35$.

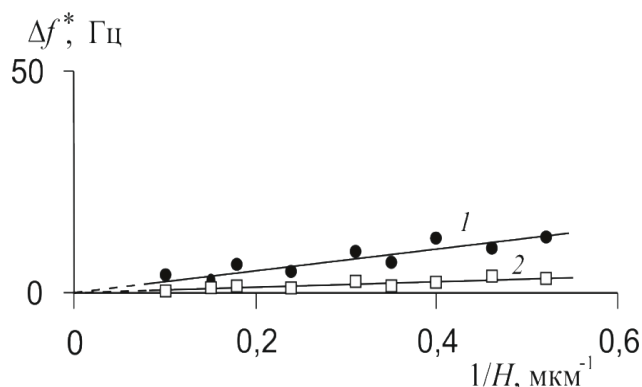


Рис. 1. Зависимости действительного (1) и мнимого (2) сдвигов резонансной частоты от обратной величины толщины прослойки жидкости H для ПМС-25

На рис.2 показана зависимость действительного модуля сдвиговой упругости гомологического ряда исследованных ПМС-жидкостей от вязкости, поскольку сдвиговая упругость изменяется более чем на порядок, а вязкость – более чем на 4 порядка, зависимость дана в логарифмическом масштабе.

В таблице 1 сведены полученные результаты исследования гомологического ряда ПМС-жидкостей. В первом столбце указаны температуры эксперимента, во втором столбце приведены измеренные значения действительного модуля сдвиговой упругости, в третьем столбце – значения тангенса угла механических потерь. В следующем столбце даны значения табличной вязкости жидкостей.

В последнем столбце приведены значения вязкости, рассчитанные по модели Максвелла по формуле:

$$\eta_m = \frac{G'(1 + \operatorname{tg}^2 \theta)}{2\pi f_0 \operatorname{tg} \theta}.$$

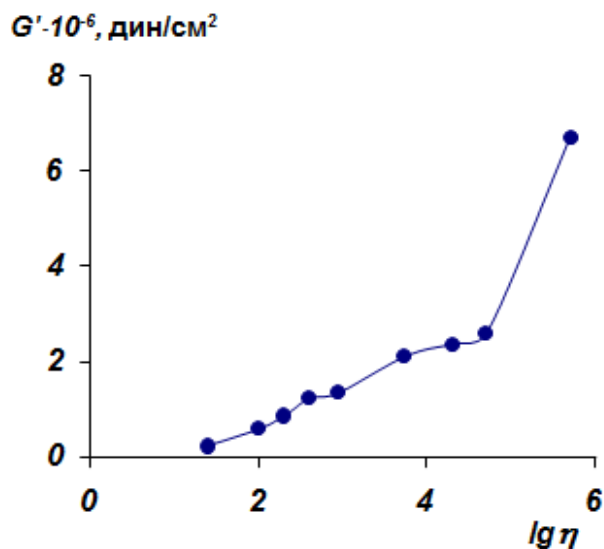


Рис.2. Зависимость действительного модуля сдвига G' от логарифма вязкости $\lg \eta$ для ряда полиметилсилоксановых жидкостей

Интересные результаты получены при расчете тангенса угла механических потерь. Значения $\operatorname{tg} \theta$ для ПМС жидкостей приведены в таблице 1.

Таблица 1.

ЖИДКОСТИ	$t^{\circ} \text{C}$	$G' \cdot 10^{-6},$ дин/см ²	$\operatorname{tg} \theta$	$\eta_r, \text{П}$	$\eta_m, \text{П}$
ПМС-25	24	0.22	0.35	0.25	1.51
ПМС-100	23	0.6	0.5	1.00	3.22
ПМС-200	22	0.86	0.55	2.00	4.37
ПМС-400	21	1.24	0.75	4.00	5.55
ПМС-900	22	1.35	0.8	9.00	5.95
ПМС-5384	22	2.12	0.6	53	10.3
ПМС-20000	23	2.36	0.55	200	11.96
ПМС-52000	24	2.6	0.5	520	13.91
ПМС-509000	23	6.7	0.15	$5 \cdot 10^3$	98.53

Как видно из таблицы 1, маловязкие и высоковязкие полиметилсилоксановые жидкости обладают малыми значениями тангенса угла механических потерь, чем жидкости со средней вязкостью. На рис.3 показана зависимость тангенса угла механических потерь от логарифма вязкости. Можно видеть, что значения $\operatorname{tg} \theta$ по мере увеличения вязкости проходят через максимум. Из таблицы можно видеть, что тангенсы угла механических потерь для ПМС-жидкостей меньше единицы. Если предположить, что механизм данной вязкоупругой релаксации может описываться реологической моделью Максвелла, то частота релаксационного процесса должна быть меньше частоты эксперимента. Так для ПМС-25 частота релаксации по формуле $f_{\text{рел}} = f_0 \cdot \operatorname{tg} \theta$ оказывается равным 25,9 кГц.

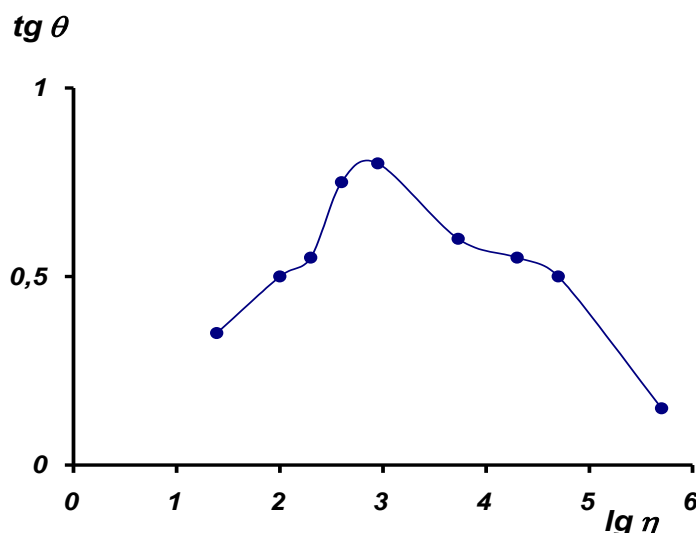


Рис.3. Зависимость $\operatorname{tg} \theta$ от логарифма вязкости $\lg \eta$ для ряда полиметилсилоксановых жидкостей.

Заключение

Таким образом, полученные результаты исследования вязкоупругих свойств гомологического ряда полиметилсилоксановых жидкостей доказывают, что сдвиговая упругость является их объемным свойством. Результаты работы могут быть использованы для правильного подбора эффективных смазочных материалов на основе полиметилсилоксановых жидкостей, используемых в современной технике.

Библиография

1. Бадмаев Б.Б., Дембелова Т.С., Дамдинов Б.Б. Вязкоупругие свойства полимерных жидкостей. Улан-Удэ: Изд-во БНЦ СО РАН, 2013. – 190 с.
2. Badmaev B., Dembelova T., Damdinov B., Makarova D., Budaev O. Influence of surface wettability on the accuracy of measurement of fluid shear modulus // Colloids and Surfaces A: Physicochemical and Engineering Aspects. – 2011. – V. 383. – P. 90–94.
3. Бадмаев Б.Б., Макарова Д.Н., Сандитов Д.С., Дамдинов Б.Б., Дембелова Т.С. Низкочастотная вязкоупругая релаксация в жидкостях // Известия высших учебных заведений. Физика. – 2014. – Т. 57, № 6. – С. 34–39.
4. Бадмаев Б.Б., Дембелова Т.С., Макарова Д.Н., Гулгенов Ч.Ж. Сдвиговая упругость и прочность структуры жидкости на примере диэтиленгликоля // Журнал технической физики. – 2017. – Т. 87, Вып.1. – С.18–21.
5. Сандитов Д.С., Цыденова Д.Н., Дембелова Т.С., Бадмаев Б.Б. Сдвиговая упругость аморфных сред в зависимости от угла деформации // Вестник БГУ. – 2008. – Выпуск 3. – С.167–175.
6. Дембелова Т.С., Цыренжапова А.Б., Макарова Д.Н., Бадмаев Б.Б. Физико-механические свойства коллоидных суспензий наночастиц на основе полимерных жидкостей // Проблемы механики современных машин: Материалы VI Международной конференции. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2015. – Т.1. – С.72–77.
7. Badmaev B., Budaev O., Dembelova T., Damdinov B. Shear elasticity of fluids at low-frequency shear influence // Ultrasonics. – 2006. – Vol.44. – P.1491–1494.

УДК 531.3:007,534.014,621.802

НЕУДЕРЖИВАЮЩИЕ СВЯЗИ В ЗАДАЧАХ ДИНАМИКИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ И ТРАНСПОРТНЫХ СИСТЕМ*

Елисеев А.В.

*Иркутский государственный университет путей сообщения,
Россия, Иркутск, eavsh@ya.ru*

Вибрационные взаимодействия являются ключевым фактором разнообразных динамических процессов. Особенностью связей, обеспечивающих возможность реализации физических эффектов в вибрационном технологическом процессе, является их неудерживающий характер. В работе развиваются теоретические представления о динамических взаимодействиях твердого тела с колеблющейся поверхностью на основе математических моделей с введенными дополнительными внешними силами и упругими связями с учетом неудерживающего контакта, включая математические модели движения составных тел без нарушения контакта. В качестве технических приложений разработаны устройства для оценки динамического состояния вибрационного поля технологической машины.

Ключевые слова: *функция зазора, неудерживающие связи, непрерывное подбрасывание, вибрационное упрочнение, составное твердое тело, вибрационное взаимодействие.*

«NOT-HOLDING» TIES IN TASKS OF DYNAMICS OF TECHNOLOGICAL AND TRANSPORT SYSTEMS

Eliseev A.V.

Irkutsk State Transport University, Russia, Irkutsk, eavsh@ya.ru

Vibration interactions are a factor of a wide variety of dynamic processes. A feature of the connections, providing the possibility of implementing physical effects in the vibration process, is their unilateral nature. The study focused on the formation of theoretical ideas about dynamic interaction of a rigid body with an oscillating surface based on the development of mathematical models with the introduction of additional external forces and the elastic ties, given the unilateral constraints of contact, including mathematical models of motion composite solids without gaps. The devices for controlling the dynamic state of the vibration field of the technological machine are developed.

Key words: *gap-function, unilateral constraints, a composite solid, vibration interaction, vibration hardening, continuous tossing.*

Введение. В настоящее время применение вибрационных технологических процессов к производственным и транспортным системам, связанных с различными отраслями техники, получило широкое распространение[1]. Вибрационное взаимодействие представляет собой достаточно развитое направление современной динамики машин. Разнообразие вибрационных процессов, включая вибрационное перемещение, вибросеперацию, виброупрочнение и др., взаимообусловлено разнообразием динамических состояний технических объектов[2-4]. Существенным является внимание к процессам контактирования твердых тел с определением условий статических и динамических взаимодействий[5].

* Исследования проводились при поддержке гранта ФЦП № 14.132.21.1362 (2012–2013 гг.) и Минтранса России № 01201352798 (2013–2016 гг.).

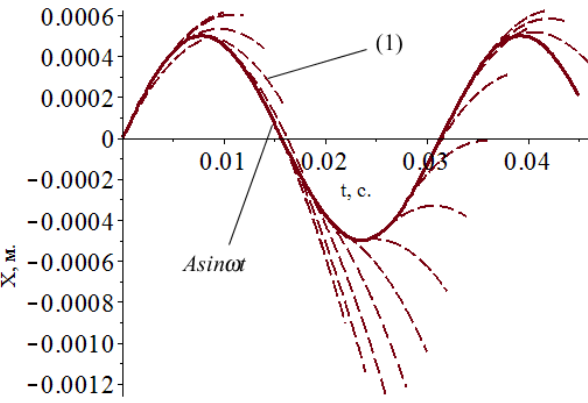
В докладе рассматриваются возможности разработки обобщенного подхода к решению задач оценки особенностей динамических взаимодействий элементов вибрационных технологических машин с учетом неударяющих связей.

I. Общие положения. Постановка задач исследования. Неударяющие связи широко распространены в задачах динамики машин. К особенностям проявления неударяющих связей следует отнести возможность влияния при определенных условиях на структуру механической системы, что может сопровождаться появлением полезных эффектов. В частности, специфика неударяющих связей позволяет реализовать периодическое ударное взаимодействие, служащее основой ряда вибрационных технологических процессов. Характерной особенностью процесса динамического взаимодействия с учетом неударяющих связей является возможность разбиения процесса на различные фазы. Элементами периодизации могут служить фазы контакта, когда выполнено условие положительности реакции связи; фазы переходного состояния, при условии равенства реакции нулю; фазы зазора, при которых контактирующие поверхности находятся на ненулевом расстоянии, совершая автономные движения.

В качестве задачи исследования автор рассматривает формирование теоретических представлений о динамических особенностях взаимодействий твердого тела с вибрирующей горизонтальной поверхностью на основе разработки математических моделей при введении дополнительных внешних сил и упругих связей с учетом неударяющего контакта, включая математические модели движения составных тел без нарушения неударяющего контакта. Для развития направления практических приложений ставится задача разработки измерительной базы устройств для фиксации режимов с непрерывным подбрасыванием.

II. Математическое моделирование процессов с непрерывным подбрасыванием. Для оценки форм движения частиц в фазах взаимодействия с колеблющейся по гармоническому закону $H(t) = A \sin(\omega t)$ горизонтальной поверхностью развивается обобщенный подход. Характеристики взаимодействия материальной частицы с вибрирующей поверхностью определяются с учетом настроечных параметров для базовой модели, характеризующей движения частицы в гравитационном поле, и для расширенных математических моделей, отражающих действие дополнительных сил и вязкого трения. В качестве основных элементов (таблица 1) аналитического подхода служат базовая и параметрическая модели, семейство возможных форм движения в фазе полета, функция зазора и условия отрыва (рис. 1).

Таб. 1. Элементы аналитического подхода

I. Базовая модель	II. Параметрическая модель	III. Семейство возможных форм движения
$\begin{cases} \ddot{X}(t) = -g, t \geq t_0 \\ \dot{X}(t_0) = \dot{H}(t_0) \\ X(t_0) = H(t_0) \end{cases}$	$\begin{cases} \frac{\partial^2 X_H(t, t_0)}{\partial t^2} = -g, t \geq t_0 \\ \left. \frac{\partial X_H(t, t_0)}{\partial t} \right _{t=t_0} = \omega A \cos(\omega t_0) \\ X_H(t, t_0) _{t=t_0} = A \sin(\omega t_0) \end{cases}$	 Рис. 1. Семейство форм движения с отрывом: 1 – траектория отрыва, $A = 0,0005$ м, $\omega = 200$ рад./с.
IV. Функция зазора:	V. Дифференциальные условия отрыва k -го порядка:	
$R_H(t, t_0) = X_H(t, t_0) - H(t)$	$\begin{cases} \left. \frac{\partial^i R_H(t, t_0)}{\partial t^i} \right _{t=t_0} = 0, i < k \\ \left. \frac{\partial^k R_H(t, t_0)}{\partial t^k} \right _{t=t_0} > 0 \end{cases}$	

Для детализированного исследования существенных особенностей вибрационных взаимодействий при оценке влияния настроечных параметров на процесс вводится понятие функции зазора. Для варианта базовой модели, в которой горизонтальная поверхность колеблется по гармоническому закону и учтены гравитационные силы, функция зазора принимает вид:

$$R_H(t, t_0) = A \sin(\omega t_0) - A \sin(\omega t) + A \omega(t - t_0) \cos(\omega t_0) - \frac{1}{2} g(t - t_0)^2, t \geq t_0. \quad (1)$$

Использование функции зазора формирует обобщенный подход на основе рассмотрения семейств форм свободного полета частиц при отрыве от поверхности.

Условия нарушения неударяющего контакта материальной частицы с опорной поверхностью колебания, в рамках представлений о функции зазора, определяются дискретным набором соотношений между такими кинематическими характеристиками как смещение, скорость, ускорение, резкость (определяемая как третья производная от смещения и аналогичная понятиям плавности или резкости движений, которые используются в задачах динамики транспортных устройств).

Дифференциация форм непрерывных подбрасываний и соударений осуществляется на основе дискретной классификации условий отрыва второго, третьего и т.д. порядков (рис. 2).

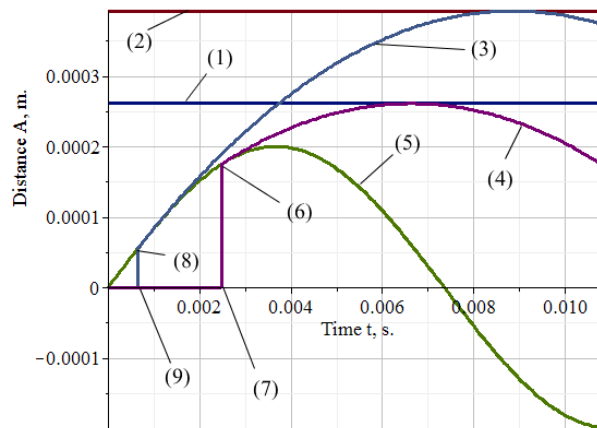


Рис. 2. Форма движения из точки отрыва 2-го и 3-го порядка: $A = 0,0002$ м, $\omega = 46$ Гц., 5 – поверхность колебания поверхности, 9 – момент времени отрыва формы 3 в точке 8 отрыва 3-го порядка, 7 – момент времени отрыва формы 4 в точке 6 отрыва 2-го порядка, 1, 2 – уровни максимального полета

Классификация форм движения предопределяет интерес к возможностям реализации режимов с кратным подбрасыванием в задачах синтеза специальных форм движений на основе аналитических результатов [6].

III. Условия реализации режимов безззорного движения механических колебательных систем. Развиваются обобщенные представления об условиях реализации режимов колебаний механических систем с упругими связями без нарушения неударяющего контакта между составными элементами, включая контакты элементов с вибрирующей горизонтальной поверхностью. Составными элементами служат не только материальные точки, но и твердые тела конечных размеров, контактная поверхность которых перпендикулярна направлению движения.

Рассматриваются варианты модельных задач определения условий ненарушения контакта с учетом неударяющих связей, расчетные схемы которых содержат массоинерционные элементы с упругими связями и вибрирующие поверхности.

Разработана технология оценки условий ненарушения неударяющих контактов на основе сравнения статических и динамических компонент реакции[6].

IV. Некоторые технические приложения. На основе полученных аналитических соотношений при помощи функции зазора и критериев оценки форм движений, представляющих собой основу обобщенного подхода, может быть синтезировано большое разнообразие режимов и технических средств контроля за соответствующими формами колебаний.

Для оценки особенностей движения механических систем с учетом неударяющих связей разработаны опытные датчики: датчик граничных параметров, датчик оценки динамических состояний, датчик интегральной оценки динамического состояния среды [7].

Заключение. Структура вибрационного поля технологической вибрационной машины рассмотрена как фактор качества технологического процесса, требующая контроля и оценки, что связано с возможностями варьирования конструктивно-технических особенностей вибрационных машин.

На основе изученных особенностей динамических взаимодействий элементов технологических вибрационных процессов, использующих эффекты неударяющих связей, разработан ряд математических моделей. На базе математических моделей развиты аналитические подходы к оценке характеристик вибрационных режимов с непрерывным подбрасыванием рабочей среды.

Для задач динамического синтеза вибрационных технологий, использующих режимы с непрерывным подбрасыванием, определенных на основе метода функции зазора, разработан обобщенный подход. Функция зазора позволяет классифицировать формы движений материальных частиц, взаимодействующих с вибрирующей поверхностью, в соответствии с особенностями нарушения контакта.

Показано, что зависимость контактирования от вязкого трения, жесткости упругих элементов и масс фрагментов твердых тел формируется частотой колебания опорных поверхностей, что определяет аналитические условия реализации беззазорных режимов движения механических систем с учетом неударяющих связей.

Разработанная инструментальная база для оценки структуры вибрационного поля представляет собой основу для проектирования систем управления вибрационным полем технологических вибрационных машин или транспортных систем, для которых структура вибрационного поля является фактором качества рабочего процесса.

Библиография

1. *Clarence W. de Silva*. Vibration. Fundamentals and Practice. Boca Raton, London, New York, Washington, D.C.: CRC Press, 2000. – 957 p.
2. *Блехман И. И.* Теория вибрационных процессов и устройств. Вибрационная механика и вибрационная техника / И. И. Блехман. – СПб.: ИД «Руда и Металлы», 2013. – 640 с.
3. *Пановко Г.Я.* Динамика вибрационных технологических процессов / Г.Я. Пановко. – М.-Ижевск: НИЦ "Регулярная и хаотическая динамика", Институт компьютерных технологий, 2006. – 176 с.
4. *Копылов Ю.Р.* Динамика процессов виброударного упрочнения: монография / Ю.Р. Копылов. – Воронеж: ИПЦ «Научная книга», 2011. – 568 с.
5. *Елисеев С. В.* Прикладная теория колебаний в задачах динамики линейных механических систем / С.В. Елисеев, А.И. Артюнин. – Новосибирск: Наука, 2016. – 459 с.
6. *Елисеев А.В.* Динамика вибрационных взаимодействий элементов технологических систем с учетом неударяющих связей / А.В. Елисеев, В.В. Сельвинский, С.В. Елисеев. – Новосибирск: Наука, 2015. – 332 с.
7. *Елисеев А.В.* Подходы в разработке датчиков движений в задачах динамики гранулированных сред / А.В. Елисеев, Елисеев С.В. // Вестник иркутского государственного технического университета. – Иркутск. - №8(115). – 2016. – С.20-35.

УДК 621.01, 622.23

К ВЫБОРУ ПАРАМЕТРОВ УСТРОЙСТВА ПРИЖИМА УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ОЧИСТКИ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Еремьянц В.Э., Арстанбек А.

*Кыргызско-Российский Славянский университет, Кыргызская Республика, Бишкек
eremjants@inbox.ru, alisherarstanbek@mail.ru*

Рассмотрена система, состоящая из ударного механизма, наносящего удары по инструменту, опирающемуся на обрабатываемую поверхность. Прижатие корпуса механизма к инструменту обеспечивает пружинное устройство. Под действием реактивных сил корпус совершает колебания, вращаясь относительно неподвижной оси. На основании математического моделирования установлены зависимости, позволяющие выбирать параметры пружинного устройства, удовлетворяющие ограничениям на амплитуду колебания корпуса и скорость его соударения с инструментом.

Ключевые слова: ударный механизм, колебания корпуса, устройство прижима, выбор параметров.

TO THE CHOICE OF CLAMP DEVICE PARAMETERS FOR AN IMPACT MECHANISM FOR CLEANING SURFACES

Eremyants V.E., Arstanbek A.

*Kyrgyz - Russian Slavic University, Kyrgyz Republic, Bishkek
eremjants@inbox.ru, alisherarstanbek@mail.ru*

A system consisting of an impact mechanism that strikes a tool resting on a surface to be treated is considered. A spring device provides pressing the body of the mechanism to the tool. Under the action of reactive forces, the body oscillates rotating relative to the fixed axis. On the basis of mathematical modeling, relationships are established that allow choosing the parameters of a spring device that satisfy the constraints on the body oscillation amplitude and the speed of its collision with the tool.

Key words: impact mechanism, body oscillations, clamping device, parameter selection.

В Кыргызской Республике в последние годы получили широкое применение виброударные машины для очистки внутренних поверхностей золошлакопроводов и угольных бункеров ТЭЦ. Исполнительным органом этих машин является кривошипно-коромысловый ударный механизм 1 (рисунок 1), коромысло-боек которого (на рисунке не показано) наносит удары по инструменту 4, опирающемуся на внешнюю поверхность обрабатываемого объекта. Прижим инструмента обеспечивается пружинным устройством 3 через корпус ударного механизма 1 и буртик инструмента. Под действием ударов происходит разрушение отложений на внутренней поверхности бункера или золошлакопровода.

При работе ударного механизма его корпус под действием реактивного момента, изменяющегося по закону, показанному на рисунке 2, совершает колебания, вращаясь относительно неподвижной оси кривошипа 2. В работах [1–3] показано, что для эффективной работы ударного механизма устройство прижима должно обеспечивать возвращение корпуса механизма к буртику инструмента до каждого последующего удара. При этом на амплитуду колебаний корпуса и скорость, с которой он возвращается к буртику инструмента, налагаются определенные ограничения.

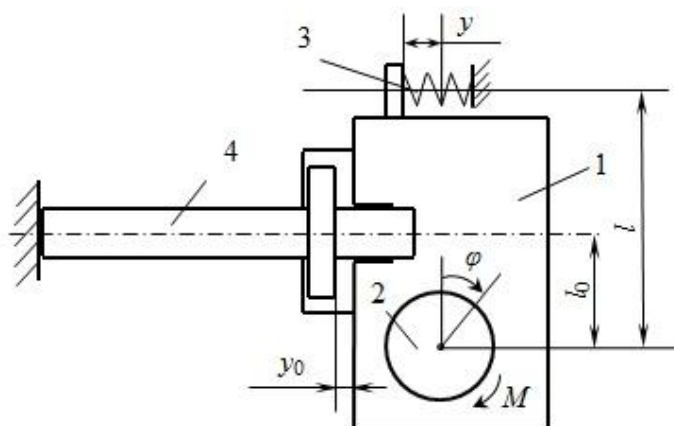


Рисунок 1. Схема исследуемой системы

Выполнение этих требований и ограничений обеспечивается выбором параметров пружинного устройства 3: предварительным натягом пружин и их жесткостью. В связи с этим в задачи данной работы входило установление взаимосвязей этих параметров с амплитудой колебаний корпуса механизма и его скоростью в момент посадки на буртик инструмента при заданном законе изменения вынуждающего момента.

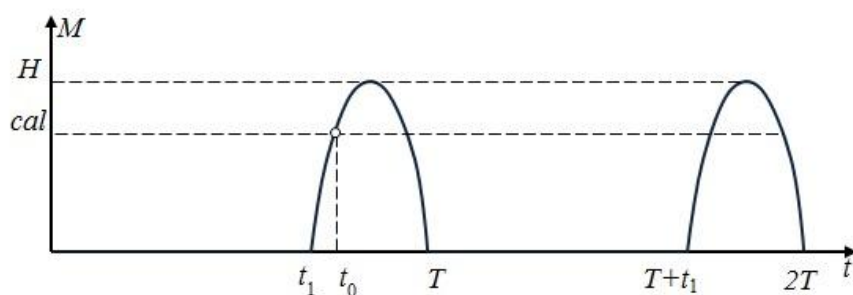


Рисунок 2. Зависимость вынуждающего момента от времени

В работе [4] при изучении колебаний корпуса механизма за обобщенную координату принимался угол его поворота относительно оси вращения. При малых колебаниях корпуса для решения поставленной задачи удобнее принять за обобщенную координату линейное перемещение корпуса относительно буртика инструмента y_0 (рисунок 1). При этом уравнения движения корпуса запишутся в виде:

$$t_0 < t < T$$

$$\ddot{y}_0 + k^2 y_0 = \frac{H l_0}{J} \sin \mu(t - t_1) - k^2 a \frac{l_0}{l}; \quad (1)$$

$$T < t < T + t_1$$

$$\ddot{y}_0 + k^2 y_0 = -k^2 a \frac{l_0}{l}, \quad (2)$$

где t_1 , t_0 – время соответствующее началу действия вынуждающего момента и началу движения корпуса; T – время между ударами коромыслом-бойком по инструменту; H , μ – амплитуда и частота изменения вынуждающего момента; J – момент инерции ударного механизма относительно оси его вращения; l_0 , l – соответственно расстояние от оси вращения корпуса до продольной оси инструмента и до продольной оси пружин; k – собственная частота колебаний корпуса; a – предварительная деформация пружин.

$$k = l \sqrt{c / J}; \quad \mu = \pi / (T - t_1), \quad (3)$$

c – коэффициент жесткости пружин.

Решение уравнения (1) при нулевых начальных условиях имеет вид:

$$y_{01}(t) = \frac{Hl_0}{J\mu^2(1-s^2)} \left[\frac{1}{s} \cos \mu(t_0 - t_1) \sin k(t - t_0) + \frac{\nu}{s^2} \cos k(t - t_0) - \sin \mu(t - t_1) \right] - a \frac{l_0}{l}. \quad (4)$$

$$\dot{y}_{01}(t) = \frac{Hl_0}{J\mu(1-s^2)} \left[\cos \mu(t_0 - t_1) \cos k(t - t_0) - \frac{\nu}{s} \sin k(t - t_0) - \cos \mu(t - t_1) \right]. \quad (5)$$

где

$$s = \frac{k}{\mu}; \quad \nu = \frac{cal}{H}; \quad t_0 = t_1 + \frac{1}{\mu} \arcsin \nu. \quad (6)$$

Решение уравнения (2) имеет вид:

$$y_{02}(t) = \frac{\dot{y}_{01}(T)}{k} \sin k(t - T) + \left(a \frac{l_0}{l} + y_{01}(T) \right) \cos k(t - T) - a \frac{l_0}{l}; \quad (7)$$

$$\dot{y}_{02}(t) = \dot{y}_{01}(T) \cos k(t - T) - k \left(a \frac{l_0}{l} + y_{01}(T) \right) \sin k(t - T). \quad (8)$$

Полученные решения позволяют найти зависимости амплитуды колебаний корпуса ударного механизма y_{0max} и скорости его соударения с инструментом V_y от параметра s при определенном значении предварительного натяга пружин a . Затем на основе анализа таких зависимостей, полученных при различных значениях a , можно построить зависимость $s(a)$, удовлетворяющую ограничениям по амплитуде колебаний корпуса и скорости его соударения с инструментом. Использование этой зависимости позволяет выбирать рациональные параметры устройства прижима корпуса к инструменту.

В качестве примера на рисунке 3 приведены зависимости $y_{0max}(s)$ и $V_y(s)$, полученные для механизма МО-10, используемого для очистки внутренних поверхностей бункеров Бишкекской ТЭЦ. Исходные данные, соответствующие этому механизму, следующие:

$$t_1 = 0,175 \text{ с}, \quad T = 0,2 \text{ с}, \quad H = 490 \text{ Нм}, \quad \mu = 125,6 \text{ с}^{-1}, \quad J = 1,25 \text{ кгм}^2, \quad l_0 = 0,175 \text{ м}, \quad l = 0,225 \text{ м}.$$

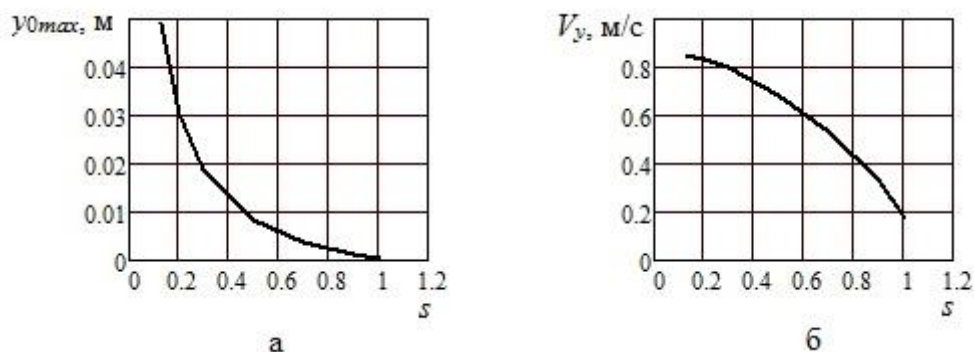


Рисунок 3. Диаграммы зависимостей амплитуды колебаний корпуса механизма (а) и скорости его соударения с инструментом (б) от параметра s при a равном 4,5 мм

На основе анализа таких диаграмм установлены зависимости $s(a)$ и $t_y(a)$ (рисунок 4), удовлетворяющие ограничениям по амплитуде колебаний корпуса и скорости его соударения с инструментом. При этом ограничение по амплитуде колебаний корпуса принималось равным зазору между корпусом и буртиком инструмента (рисунок 1), который составлял 5 мм. Ограничение по скорости соударения корпуса с буртиком на основании работы [5] принималось равным 0,89 м/с.

Проведенные расчеты показали, что во всем исследованном диапазоне параметров a и s ограничение по скорости удара выполняется.

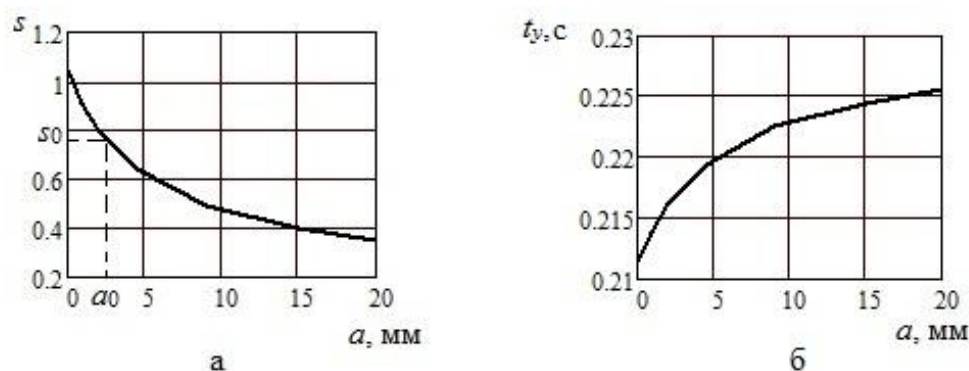


Рисунок 4. Графики зависимостей параметра s (а) и времени удара t_y (б) от предварительного натяга пружин

Из рисунка 4б следует, что в широком диапазоне изменения предварительного поджатия пружин удар происходит в небольшом интервале времени от 0,212 до 0,225 с. При этом жесткость пружин не влияет на этот параметр.

График, представленный на рисунке 4а, позволяет выбирать параметры устройства прижима, удовлетворяющие принятым ограничениям. При этом в зависимости от исходных данных возможно два варианта выбора параметров.

Если для прижатия ударного механизма используются пружины с известной жесткостью c_0 , то по формулам (3), (6) находится s_0 , а затем по графику на рисунке 4а определяется величина необходимого предварительного поджатия пружин.

Если известна конструкция прижимного устройства и диапазон регулирования предварительного поджатия α_0 , то по графику $s(\alpha)$ определяется величина s_0 , а затем по формулам (3), (6) находится необходимая жесткость пружин.

Библиография

1. Алимов О.Д. О взаимосвязи основных параметров машин ударного действия с усилием подачи // Труды Николаевского кораблестроительного института, выпуск 169. Николаев, 1982. – С. 38–44.
2. Еремьянц В.Э., Фокин Ю.А. О виброперемещении корпуса отбойного молотка // Известия вузов. Горный журнал. – 2004. – №4. – С. 136–142.
3. Еремьянц В.Э., Арстанбек А. Динамика кривошипно-коромысловой виброударной машины при очистке внутренних поверхностей бункеров // Материалы VI Международной конференции «Проблемы механики современных машин». Улан-Удэ: ВСГУ, июнь-июль, 2015. – С. 98–103.
4. Еремьянц В.Э., Арстанбек А. Влияние жесткости механизма прижима на колебания корпуса ударного механизма МО-10 // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. – 2017. – Т.17, №5. – С. 15–19.
5. Еремьянц В.Э., Арстанбек А. К обоснованию модели взаимодействия корпуса ударного механизма с инструментом // Вестник Кыргызско-Российского Славянского университета. – 2017. – Т.17, №12. – С. 63–66.

УДК 621.398

ДИНАМИЧЕСКИ УРАВНОВЕШЕННЫЙ БУРОВОЙ СНАРЯД НА ГРУЗОНЕСУЩЕМ КАБЕЛЕ ДЛЯ ВЗЯТИЯ ДОННЫХ ОТЛОЖЕНИЙ ПОДЛЕДНИКОВЫХ ОЗЁР В АНТАРКТИДЕ

Загривный Э.А.*, Поддубный Д.А.**

*Санкт-Петербургский горный университет, Россия, Санкт-Петербург,
*zagrivniy@yandex.ru, **poddubniy.da@yandex.ru*

Санкт-Петербургский горный университет с 1970 года проводит бурение глубокой скважины на станции Восток в Антарктиде. Разработанный уникальный буровой комплекс для бурения ледников не приспособлен для взятия донных проб подледниковых озёр. В 1995 году были начаты работы по созданию технических средств бурения донных отложений. Разработан динамически уравновешенный буровой снаряд с авторезонансным электроприводом

Ключевые слова: *авторезонанс, буровой снаряд, грузонесущий кабель, автоколебания, электротехнический комплекс, синхронный электродвигатель.*

DYNAMICALLY BALANCED DRILLING MACHINE FOR A LOAD-CARRYING CABLE FOR TAKING BOTTOM SEDIMENTS OF SUBGLACIAL LAKES IN ANTARCTICA

Zagrivny EA.*, Poddubny D.A. **

*Saint Petersburg Mining University, Russia, Saint-Petersburg,
*zagrivniy@yandex.ru, **poddubniy.da@yandex.ru*

Since 1970 the St. Petersburg Mining University has drilled a deep well at the Vostok station in Antarctica. The developed unique drilling complex for drilling glaciers is not suitable for taking bottom samples of subglacial lakes. In 1995, work was begun to create technical means for drilling bottom sediments. A dynamically balanced drill with autoresonance electric drive was developed.

Key words: *autoresonance, drilling tool, load-carrying cable, auto-oscillation, electrotechnical complex, synchronous electric motor.*

Введение

Силами Ленинградского горного института и Арктического и антарктического научно-исследовательского института на станции Восток с 1970 года проводилось бурение скважины с целью изучения строения ледника и восстановления палеоклимата на Земле. В 1995 году под станцией Восток в Антарктиде на глубине 3600-4000 метров было открыто уникальное подледниковое озеро. С достаточно высокой определенностью стало очевидным, что после вскрытия этого озера мировое научное сообщество поставит задачу взятия донных проб. Активная разработка электротехнического комплекса для бурения донных пород водоёмов на базе бурового снаряда на грузонесущем кабеле в Горном университете началась с 1995 года. К моменту вскрытия озера Восток на глубине 3769,3 метра 5 февраля 2012 года работы по решению задачи бурения донных пород озера значительно продвинулись [1].

Динамически уравновешенный буровой снаряд

Для решения поставленной задачи были разработаны и защищены патентами РФ буровые динамически уравновешенные буровые снаряды (ДУБС) на грузонесущем кабеле, алгоритмы и схемы управления возбуждением и поддержанием авторезонансных возвратно-вращательных движений ротора электродвигателя привода колонковой трубы с буровой коронкой, датчик скорости и положения ротора для управления возбуждением и

поддержанием авторезонансных колебаний ротора [2-7]. Проведены теоретические и лабораторные исследования динамических процессов в электромеханической системе бурового снаряда. На основе полученных данных разработан электротехнический комплекс и его физический макет (рисунок 1).

Отличительными особенностями динамически уравновешенного бурового снаряда от известных являются отсутствие редуктора и распорной системы, воспринимающей реактивный момент при работе породоразрушающего инструмента на забое, что упрощает конструкцию и обеспечивает надежную работу снаряда в ледовых скважинах и в металлической обсадной колонне

Динамически уравновешенный буровой снаряд (ДУБС) на грузонесущем кабеле для бурения донных пород озера Восток (рисунок 1,б) представляет собой двухмассовую электромеханическую колебательную систему с электроприводом возвратно-вращательного движения (рисунок 1,а). Роторная часть ДУБС 5,8,9 с алмазной буровой коронкой 10 соединена со статорной частью 2,6,7 пружиной кручения 4 [7].

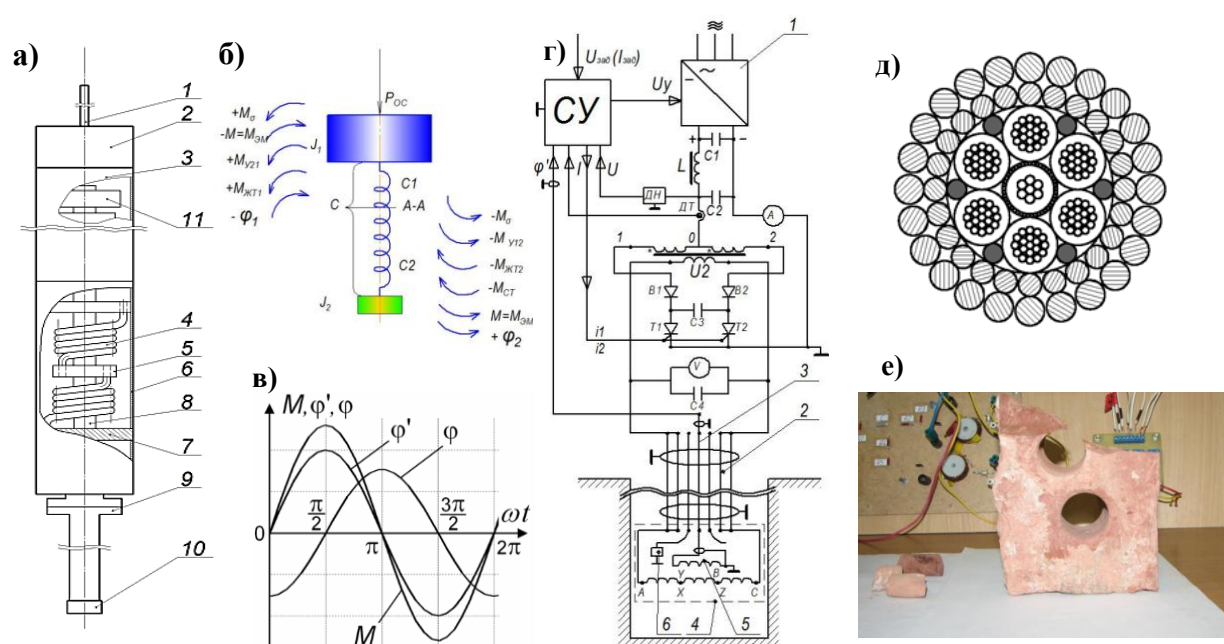


Рисунок 1. а) Конструктивная схема ДУБС: 1 - грузонесущий кабель; 2 - кабельный замок; 3 – приводной вентильный электродвигатель с электроотсекком; 4 –пружина кручения; 5 – крепежное кольцо на роторе; 6 – статорная труба; 7 –крепежное кольцо в статорной трубе; 8 – вал ротора; 9 – колонковая труба; 10 – буровая коронка. б) расчетная схема ДУБС. в) Графики процесса установившихся вынужденных колебаний на резонансной частоте электромеханической системы.

г) Принципиальная схема электротехнического комплекса с динамически уравновешенным буровым снарядом на грузонесущем кабеле: 1 – управляемый преобразователь переменного тока в постоянный; 2 – грузонесущий кабель; 3 – центральная экранированная жила грузонесущего кабеля; 4 – ДУБС; 5 – обмотка датчика скорости; 6 – датчик забоя; СУ- система управления; ДТ – датчик тока; ДН – датчик напряжения; L – дроссель; U2 – напряжение на выходе инвертора. д) Поперечное сечение грузонесущего кабеля марки КГ1х1,5+6х2,5-125-200. е) Результаты бурения на полнотелом кирпиче марки М-150 и полученный керн.

В зависимости от схем соединения обмоток статора трехфазного синхронного электродвигателя при питании от однофазного автономного инвертора тока и реверсировании электромагнитного момента в точках нулевой скорости ротора можно получать в электромеханической колебательной системе динамически уравновешенного бурового снаряда заданные авторезонансные возвратно-вращательные колебания ротора с размахом 60, 120, и 180 геометрических градусов [6].

При действии на статор J_1 и ротор J_2 разнонаправленных моментов $M_1=M_2=M$ углы поворотов этих частей относительно неподвижного узлового сечения А-А определяются соотношениями (рисунок 1б,в,г)

$$-\varphi_1 = \frac{\varphi}{l} a = \frac{\varphi J_2}{J_1 + J_2}, \quad \varphi_2 = \frac{\varphi}{l} b = \frac{\varphi J_1}{J_1 + J_2}. \quad (1)$$

где $\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$ - полный угол закручивания торсиона (пружины кручения), рад

Схема соединения обмоток статора (рисунок 2б) позволяет получить колебания ротора относительно статора с размахом колебаний 180 геом. градусов. На рисунке 2а представлены потокоцепления ротора и статора при подаче напряжения по выбранной схеме.

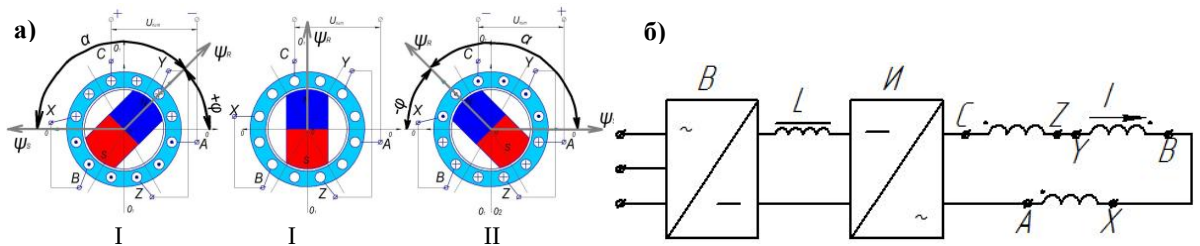


Рисунок 2 – а) схемы потокоцеплений ротора и статора при начальной установке ротора (II) и различных направлениях токов в обмотках статора (I), (III), б) схема соединений источника питания и обмоток статора авторезонансного вентильного электропривода возвратно – вращательного движения

Учитывая, что в рассматриваемом случае все обмотки размещены на статоре, а потокоцепление ротора определяется постоянными магнитами, то при определении электромагнитного момента в режиме установившихся вынужденных колебаний в электроприводе возвратно-вращательного движения удобно пользоваться выражением:

$$M_{ЭМ} = K \left| \overline{\psi_R} \times \overline{\psi_S} \right| = K \cdot \psi_R \cdot \psi_S \cdot \sin \varphi \quad (2)$$

где ψ_S - потокоцепление статора, $\psi_R = \text{const}$ - потокоцепление ротора [5,7].

Выражение для максимального электромагнитного момента при $\varphi = 90$ геом. градусов можно представить в виде: работы ДУБС:

$$M_{MAX} = k_M \cdot I_H \cdot \sin \varphi_M; \quad \varphi_M = \frac{\pi}{2} \quad (3)$$

где, $k_1 = k_R \cdot \psi_R$; $\psi_S = k_2 \cdot I$; $k_M = k_1 \cdot k_2$

Для поддержания авторезонансных колебаний электропривода ДУБС необходимо реверсировать электромагнитный момент двигателя в точках, когда скорость ротора относительно статора равна нулю, т.е. в каждом полупериоде колебаний момент электродвигателя и скорость ротора должны быть синфазны [3]. Реализовать этот закон управления можно с помощью замкнутой системы управления со специальным датчиком скорости и положения [4]. На рисунке 3 приведены осциллограммы токов и напряжений, полученные в ходе экспериментальных исследований на лабораторном физическом макете ДУБС. На них видно, что схема управления в точках, когда скорость ротора равна 0 ($U_{ДС}=0В$) формирует управляющие импульсы, которыми осуществляется реверс электромагнитного момента приводного электродвигателя.

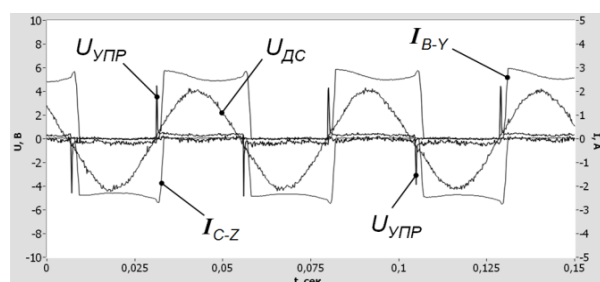


Рисунок 3. Осциллограммы токов и напряжений авторезонансного режима; $I_{В-У}$ – токи в обмотке статора ЭД, $U_{ДС}$ – напряжение датчика скорости, $U_{УПР}$ – напряжение управляющего импульса

Основные научные выводы и результаты:

1. К достоинствам динамически уравновешенного бурового снаряда можно отнести возможность получения предельно допустимых средних линейных скоростей резания породоразрушающего инструмента, которые при гармоническом законе движения определяются амплитудой, частотой колебания и диаметром коронки, то есть:

$$V_{Cp} = \frac{2}{\pi} V_{max}; V_{max} = A\Omega \frac{D}{2}; V_{Cp} = \frac{A\Omega D}{\pi}, \quad (4)$$

где V_{cp} , V_{max} – соответственно средняя и максимальная скорости, м/с; A – амплитуда колебаний, рад; Ω – резонансная частота электромеханической системы, 1/с; D – диаметр коронки, м.

2. Разработанная система автоматического управления авторезонансным электроприводом обеспечивает режим движения буровой коронки с амплитудой 30^0 , 60^0 и 90^0 геометрических градусов.

3. Разработанная методика позволяет определить скорость вращательного движения ДУБС вокруг своей оси при работе в авторезонансном режиме со сложным движением буровой коронки в несимметричном режиме в зависимости от резонансной частоты электромеханической системы, амплитуды колебаний и нагрузки на буровой коронке.

4. В результате исследований разработана математическая модель ДУБС, которая позволяет проводить анализ нормальных, аномальных и аварийных режимов работы, а также исследовать работу ДУБС в несимметричном режиме авторезонансных колебаний.

5. С помощью компьютерных средств проведено имитационное моделирование и исследование симметричных и несимметричных режимов работы ДУБС подтвердило устойчивость резонансных автоколебаний с комбинированной нагрузкой.

6. По результатам исследований ЭМС ДУБС защищено шесть диссертаций на соискание ученой степени кандидата технических наук и получено шесть патентов РФ.

7. Следует особо отметить, что выполненные теоретические, экспериментальные и проектные работы позволяют создать полноразмерный буровой комплекс для бурения донных отложений озёр. Нет сомнений, что такой комплекс будет полезен для исследования донных отложений уникального озера Байкал. Предлагается совместными усилиями создать для уникального озера уникальный буровой комплекс.

Библиография

1. Васильев Н.И., Лейченко Г.Л., Загивный Э.А. Перспективы получения образцов донных отложений подледникового озера Восток // Записки Горного института: РИЦ СПГУ, - г. СПб. - Т. 22 – 2017 - С. 199-208
2. Загивный Э.А., Фоменко А.Н., Иваник В.В. Электромеханический колонковый буровой снаряд / Патент РФ на полезную модель №95728 от 11.12.2009 г.
3. Загивный Э.А., Гаврилов Ю.А. Способ возбуждения и регулирования авторезонансных колебаний в электроприводе возвратно-вращательного движения // Патент Российской Федерации, № 2410826. Бюл. №3, 27.01.2011.

4. Загривный Э.А., Фоменко А.Н., Иванник В.А., Гаврилов Ю.А., Губарь Н.С. Бесконтактный датчик скорости вращения и положения ротора // Патент Российской Федерации №2488122. Бюл. № 20, 10.07.2010.

5. Загривный Э.А., Губарь Н.С., Поддубный, Д.А. Лабораторные экспериментальные исследования динамически уравновешенного бурового снаряда на грузонесущем кабеле с авторезонансным электроприводом возврата – вращательного движения // Народное хозяйство республики Коми. – 2013. – №1. – С. 39-44.

6. Загривный Э.А., Поддубный, Д.А. Электротехнический комплекс на основе динамически уравновешенного бурового снаряда на грузонесущем кабеле. / Э.А. Загривный, Д.А. Поддубный // Сборник докладов всероссийской научно-технической конференции «Проблемы научно-технического прогресса в бурении скважин». Томск, 2014. – С. 41-54.

7. Загривный Э.А., Поддубный, Д.А. Буровой снаряд на грузонесущем кабеле с бездатчиковым управлением авторезонансным вентильным электроприводом. Э.А. Загривный, Д.А. Поддубный // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. – 2016. – №3. – С. 178-187

УДК 621.3

ВИБРАЦИОННЫЕ МАШИНЫ С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ ДЛЯ РАБОТЫ В РЕЗОНАНСНОЙ ЗОНЕ

Загривный Э.А.*, Поддубный Д.А.**

Санкт-Петербургский горный университет, Россия, Санкт-Петербург,

**zagrivniy@yandex.ru, **poddubniy.da@yandex.ru*

Представлены результаты исследований режимов работы вибрационных щековых дробилок с авторезонансным электроприводом возврата-вращательного движения маятниковых вибровозбудителей и вибрационные щековые дробилки с возбуждением от вращающегося дебалансного ротора для работы в зоне резонанса.

Ключевые слова: *режимы работы, вибрационная щековая дробилка, авторезонансный электроприводом, возврата-вращательное движение, дебалансный ротор, маятниковый вибровозбудитель.*

VIBRATION MACHINES WITH ELECTRIC DRIVE FOR WORK IN THE RESONANCE ZONE

Zagrivny E.A.*, Poddubny D.A.**

Saint Petersburg Mining University, Russia, Saint-Petersburg,

**zagrivniy@yandex.ru, **poddubniy.da@yandex.ru*

In this article are presented the results of research of vibrating jaw crushers operating modes with an autoresonance electric drive of the reciprocating rotational motion of pendulum vibro-exciter and vibrating jaw crushers with excitation from a rotating unbalanced rotor for operation in the resonance zone are presented.

Key words: *mode of operation, vibration jaw crusher, autoresonance electric drive, reciprocating rotary motion, unbalanced rotor, pendulum vibro-exciter.*

Введение

В резонансных машинах и устройствах с дебалансным вибровозбудителем амплитуды колебаний в режимах холостого хода и малых нагрузок могут достигать значительных величин, вызывающих недопустимо высокие разрушающие механические напряжения в

силовых системах этих устройств. Авторезонансная настройка вибрационных машин позволит значительно снизить потребляемую из сети электроэнергию (не менее, чем в два раза). В Горном университете разработаны конструкции вибрационных щековых дробилок (ВЩД) с авторезонансным электроприводом возвратно-вращательного движения (ЭПВВД) маятниковых вибровозбудителей и с авторезонансным асинхронным электроприводом вращательного движения дебалансного ротора.

ВЩД с авторезонансным электроприводом маятниковых вибровозбудителей

Дробилка содержит корпус, размещенные в нем две подвижные щеки и пружинные подвески, два маятниковых вибровозбудителя, две лепестковые муфты, два электродвигателя и упругих элемента, в качестве которых могут использоваться торсион или упругая система на основе нескольких пружин кручения (рисунок 1).

Маятниковые вибровозбудители каждой дробящей щеки 5 соединяются с валами роторов электродвигателей 14 с помощью лепестковых муфт 10 через промежуточный вал 16 и муфту 13. Каждый маятниковый вибровозбудитель 5 жёстко соединён с двумя пружинами кручения (7 и 8). Эти пружины одним концом жёстко закреплены в щеке, а другим в маятниковом вибровозбудителе. На каждом промежуточном валу 16 закреплено крепёжное кольцо 15, в котором закреплен один конец третьей пружины кручения 17 (упругий элемент ротора электродвигателя). Второй конец закреплён в корпусе 4. Если использовать такую упругую систему, то это позволит уменьшить значительно инерционный момент вращения на лепестковой муфте, который создается маятниковым вибровозбудителем [5].

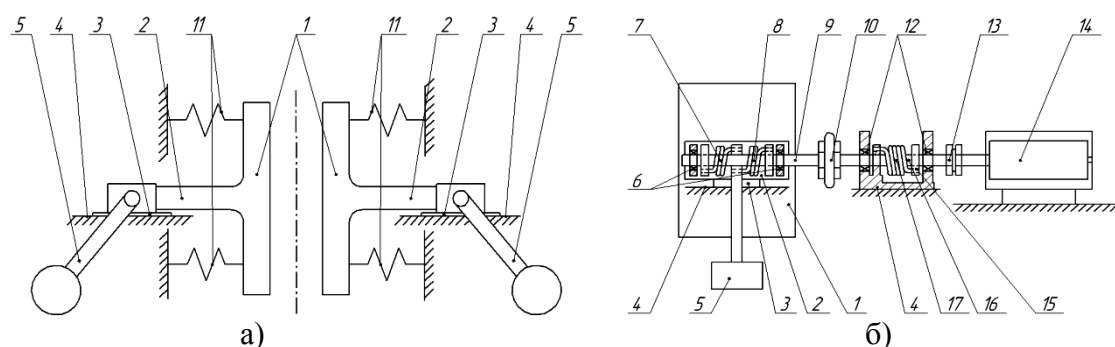


Рисунок 1. Идеализированная конструктивная схема ВЩД с ЭПВВД:

а) – вид спереди; б) вид сбоку.

1 – подвижные щёки; 2 – ползун щеки; 3 – направляющие ползуна; 4 – корпус; 5 – маятниковый вибровозбудитель; 6, 12 – подшипниковые узлы; 7, 8, 17 – пружины кручения (7, 8 – упругий элемент маятникового вибровозбудителя; 17 – упругий элемент ротора электродвигателя); 9 – вал маятника; 10 – соединительный элемент (лепестковая муфта); 11 – пружинные подвески; 13 – соединительный элемент (муфта); 14 – электродвигатель; 15 – крепёжное кольцо; 16 – промежуточный вал

Электромеханическая система рассматриваемой ВЩД состоит из трех колебательных систем с равными собственными частотами, которые получают возбуждение от одного источника (рисунок 1). Особо следует отметить, что такая компоновка позволяет обеспечить на лепестковой муфте минимальный нагрузочный момент, который определяется только технологической нагрузкой. Кроме того, благодаря наличию трёх колебательных систем полоса рабочих резонансных частот расширяется.

Для возбуждения авторезонансных колебаний в электроприводе возвратно-вращательного движения на каждом полупериоде колебаний момент приводного двигателя должен реверсироваться в точках при скорости ротора равной нулю, т.е. электромагнитный момент двигателя изменяться синфазно скорости ротора [1, 2, 3, 6, 7].

Разработанная ВЩД с авторезонансным электроприводом возвратно-вращательного движения имеет следующие особенности.

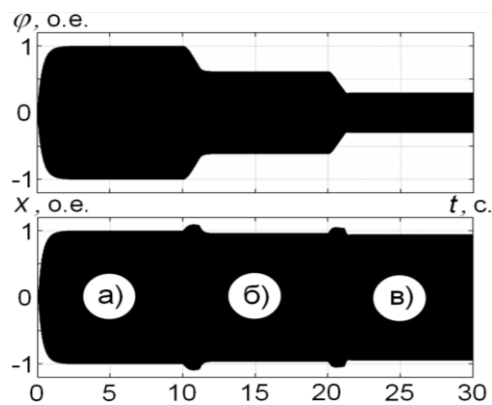


Рисунок 2. Режим работы ВЩД при сбросе нагрузки (симметричное нагружение вязким трением): а) – 100%; б) – 66%; в) – 33%

магнитным ротором [7].

3. Разработанная ВЩД обладает замечательным свойством систем с двумя степенями свободы: **при уменьшении технологической нагрузки на дробящей щеке от номинального значения до холостого хода** пропорционально уменьшается амплитуда колебаний маятниковых вибровозбудителей при сохранении амплитуды колебаний дробящей щеки. На рисунке 2 показаны осциллограммы режимов работы ВЩД при сбросе технологической нагрузки от номинальной до нагрузки холостого хода - углы колебаний маятниковых вибровозбудителей φ сохраняют пропорциональность технологической нагрузке (а) – 100%; б) – 66%; в) – 33%), а перемещения дробящей щеки x (ниже) — сохраняют неизменность амплитуды колебаний во всех режимах.

4. По результатам исследований построена имитационная модель ВЩД с авторезонансным ЭПВВД, которая позволяет исследовать симметричные и несимметричные режимы работы при различных видах нагрузки (вязкое и сухое трение, линейно-нарастающая и их комбинации) с вычислением работ за период диссипативных и внешних сил [2].

ВЩД с возбуждением от вращающегося дебалансного ротора

Стабилизация амплитуды колебаний дробящей щеки ВЩД с частотным электроприводом при работе в авторезонансном режиме происходит за счёт дозирования энергии, потребляемой из сети на каждом периоде колебаний дробящей щеки за счёт включения электродвигателя в заданной точке положения дебаланса и отключения его при угловой скорости ротора, соответствующей заданной амплитуде дробящей щеки (рисунок 3).

Для обеспечения авторезонансных колебаний исполнительного органа (дробящей щеки) в виброустановках с несимметричной технологической нагрузкой на частоте вращения инерционного вибровозбудителя необходимо и достаточно, чтобы на каждом полупериоде (рабочем ходе) дробящей щеки электромагнитный момент совпадал по фазе со скоростью колебаний инерционного вибровозбудителя, а при снижении технологической нагрузки переходил в режим холостого хода в точках отключения в соответствии с регулировочной характеристикой.

1. Трёхфазный синхронный электродвигатель при питании от однофазного автономного инвертора тока и реверсировании электромагнитного момента в точках нулевой скорости ротора в зависимости от схем соединения обмоток статора позволяет получать в электромеханической колебательной системе заданные авторезонансные возвратно-вращательные колебания ротора с размахом 60/р, 120/р и 180/р геометрических градусов (р – число пар полюсов) независимо от технологической нагрузки (без проявления эффекта Зомерфельда) [2].

2. Для реализации предложенного закона управления в ЭПВВД авторезонансными колебаниями разработан и защищён патентом РФ бесконтактный датчик скорости и приложения с кольцевой обмоткой и

Рисунок 3. Вибрационная щековая дробилка с авторезонансным электроприводом вращательного вибровозбудителя: а) – принципиальная схема; б) - фазовые соотношения скорости и перемещения дробящей щеки в резонансном режиме, где 1 – сеть; 2 - преобразователь частоты (ПЧ); 3 – электродвигатель; 4 - датчик скорости и положения (ДСиП); 5 - схема управления авторезонансными колебаниями и поддержания заданной амплитуды перемещения дробящей щеки; 6 - дробящая щека массой m_1 , кг; 7 - инерционный вибровозбудитель (дебаланс) массой m_2 , кг; 8 - лепестковая муфта; 9 - неподвижное основание; $F_{ц}$ - центробежная сила, Н; $A_{вкл.}$, $B_{выкл.}$ – точки включения и отключения электродвигателя при нулевом напряжении на обмотках ДСиП; c - коэффициент жесткости упругого элемента, Н/м; μ_1 - эквивалентный коэффициент сил сопротивления, Н·с/м; μ_2 – силы сопротивления холостого хода; r - расстояние от оси подвеса до m_2 .

Существенное снижение электропотребления в 2 и более раз частотно-регулируемого электропривода вращающегося вибровозбудителя достигается:

- в виброустановках с симметричной технологической нагрузкой (например, виброгрохоты, вибросита) – заданием номинального режима с частотой вращения дебаланса в диапазоне $0,95 \div 0,98$ от резонансной частоты механической колебательной системы и относительным эквивалентным коэффициентом демпфирования $0,4 \div 0,6$ при заданной амплитуде колебаний дробящей щеки, а при снижении нагрузки стабилизация амплитуды колебаний платформы обеспечивается снижением частоты вращения дебаланса в соответствии с полученной регулировочной характеристикой [4];

- в виброустановках с несимметричной технологической нагрузкой (например, ВЩД) – формированием авторезонансного номинального рабочего режима колебаний исполнительного органа синхронизацией подачи электроэнергии на полупериоде рабочего хода с помощью датчика положения дебаланса, а при снижении нагрузки стабилизация амплитуды колебаний – отключением подачи электроэнергии в точках в соответствии с полученной регулировочной характеристикой [4].

Заключение

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы:

1. Разработанные системы управления электроприводом возвратно-вращательного движения позволяют получать авторезонансные колебания электромеханической системы с заданным максимальным размахом, инвариантные к изменениям и нелинейностям динамических параметров системы и технологических нагрузок.

2. Реализация указанных способов управления авторезонансными колебаниями может осуществляться как с помощью специального датчика скорости [7], так и на основе бездатчиковых систем управления.

3. При работе в околорезонансной зоне снижение нагрузки от номинального значения до

холостого хода изменение частоты вращения дебалансного вибровозбудителя составляет около 8 процентов $\omega = (0,9 - 0,98) \omega_{\text{ном}}$.

4. При работе в околорезонансной зоне потребляемая электроприводом мощность примерно в 2-2,5 раза ниже, чем мощность при работе в резонансной зоне.

Библиография

1. Загривный Э.А., Гаврилов Ю.А. Способ возбуждения и регулирования авторезонансных колебаний в электроприводе возвратно-вращательного движения // Патент Российской Федерации, № 2410826. Бюл. №3, 27.01.2011.
2. Загривный Э.А., Гаврилов Ю.А. Авторезонансный электропривод маятниковых вибровозбудителей вибрационной щековой дробилки // Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – №9 – С. 50-53.
3. Загривный Э.А., Гаврилов Ю.А., Стародед С.С. Вибрационная щековая дробилка. Патент Российской Федерации, № 2344878. Бюл. №3, 27.01.2009.
4. Загривный Э.А., Дубовик Д.В. Управление асинхронным электроприводом инерционного вибровозбудителя вибрационной щековой дробилки при работе в зоне резонанса // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). Отдельная статья (специальный выпуск). – 2014. – № 5. – 12 с.
5. Загривный Э.А., Поддубный Д.А.. Вибрационная щековая дробилка // Патент Российской Федерации №2492931. Бюл. № 26, 20.09.2013.
6. Загривный Э.А., Поддубный Д.А., Басин Г.Г. Вибрационная щековая дробилка с авторезонансным электроприводом маятниковых вибровозбудителей и рациональным распределением сил упругих элементов // Труды 10-й международной научно-практической конференции, «Освоение минеральных ресурсов Севера: проблемы и решения». – 2012. – Т.2. – С. 346-350
7. Загривный Э.А., Фоменко А.Н., Иванник В.А., Гаврилов Ю.А., Губарь Н.С. Бесконтактный датчик скорости вращения и положения ротора // Патент Российской Федерации №2488122. Бюл. № 20, 10.07.2010.

УДК 62-192

РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ГИДРОПРИВОДА, ЧУВСТВИТЕЛЬНОГО К ИЗМЕНЕНИЮ НАГРУЖЕНИЯ

Ивановская А.В., Попов В.В.

*Керченский государственный морской технологический университет,
Россия, Керчь, invkerch@yandex.ru*

В работе приводятся исследования по разработке математической модели гидропривода грузоподъемного устройства, чувствительного к изменению нагрузки и работающего в особых условиях. При создании модели тросовая часть привода представлена как система с распределенными параметрами и движущимися границами. Применяемый для решения метод Канторовича-Галеркина позволяет учесть влияние силы сопротивления среды и поверхности, по которой движется груз, изгибную жесткость и вязкоупругие свойства объекта. Полученные результаты позволяют количественно проанализировать прохождение системы через резонанс и работу в условиях резонанса, что характерно для исследуемого класса приводов.

Ключевые слова: математическая модель, гидравлический привод, изменение нагрузки.

DEVELOPMENT OF A MATHEMATICAL MODEL OF THE MECHANICAL PART OF THE HYDRAULIC DRIVE, SENSITIVE TO CHANGES IN LOADING

Ivanovskaya A.V., Popov V.V.

Kerch State Maritime Technological University, Russia, Kerch, invkerch@yandex.ru

In this work are studies on the development of mathematical model of hydraulic lifting devices, sensitive to changes in loading and running under special conditions. When creating a model, the cable part of the drive is represented as a system with distributed parameters and moving boundaries. The Kantorovich- Galerkin method is used for the solution which makes it possible to take into account the influence of the drag force of environment and the surface along which the load moves, the flexural rigidity, and the viscoelastic properties of the object. The received results will allow us to analyze quantitatively the passage of system through a resonance and operation under resonance conditions, which is typical for the investigated class of drives.

Key words: mathematical model, hydraulic drive, variability of loading power.

Введение

Среди грузоподъемных устройств можно выделить отдельный класс силовых приводов, работающих в особых условиях. Под особыми условиями понимаются: влияние гидрометеорологических условий, переменность нагружения, работа отдельных элементов привода в различных средах, с возможным переходом из одной в другую. Судовые палубные грузоподъемные устройства относятся к такому классу оборудования [1].

С целью плавного регулирования изменения вращательного момента на рабочем барабане для уменьшения динамических нагрузок предлагается использовать гидравлический привод, чувствительный к изменению нагружения [2].

Для определения параметров такого привода необходимо исследовать динамику его работы. Поэтому **целью** данной работы является разработка математической модели механической части гидропривода, чувствительного к изменению нагружения.

Сложность моделирования таких устройств связана с неэволюционностью процесса динамики работы механической части привода. Это возможно при возникновении зацепов груза о неровности дна или другие объекты, обрывы тросовой части, изменении массы и формы груза и, как следствие, его инерционного коэффициента и сопротивления движению, изменении длины троса.

Для изучения влияния параметров гидравлического привода, чувствительного к изменению нагружения, на нестационарные процессы, происходящие в механической системе судовых палубных грузоподъемных устройств, рассмотрим его схему (рисунок 1).

Исследуемый гидропривод состоит из двух гидромоторов $ГМ_1$ и $ГМ_2$, связанных через передачу с механизмом подъема $МП$. При номинальном нагружении задействован только гидромотор $ГМ_1$. При этом устройство управления $УУ$ выключено, гидромотор $ГМ_2$ работает вхолостую. В случае внезапного повышения нагружения давление на входе гидросистемы превышает номинальное и срабатывает устройство управления $УУ$, за счет чего рабочая жидкость поступает в рабочую камеру гидромотора $ГМ_2$, включая его параллельно гидромотору $ГМ_1$. В результате взаимодействия рабочей жидкости с роторными элементами гидромоторов $ГМ_1$ и $ГМ_2$ осуществляется вращение их выходных валов, передавая вращательное движение на механизм подъема $МП$. Регулируя расход и давление рабочей жидкости, можно управлять числом вращения корпуса барабана, т.е. скоростью подъема и крутящим моментом.

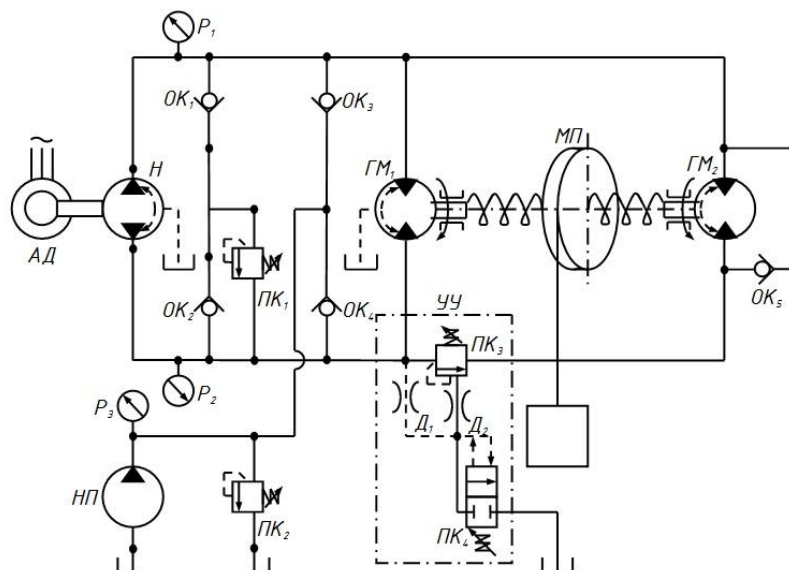


Рисунок 1. Схема гидропривода, чувствительного к изменению нагружения

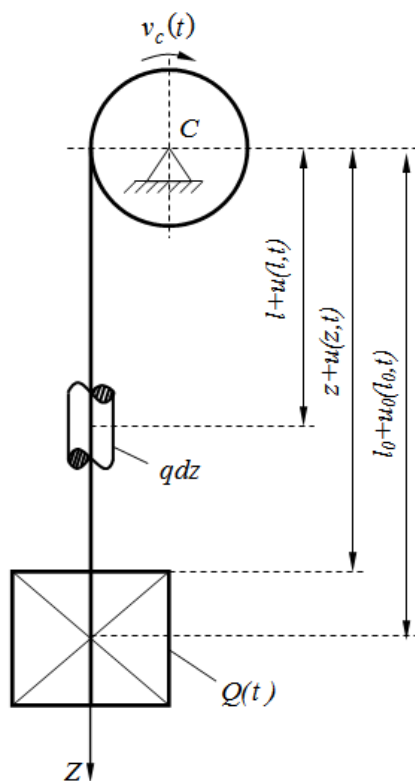


Рисунок 2. Расчетная схема гидропривода

При проектировании чувствительного к изменению нагружения гидравлического привода необходимо рассмотреть все возможные случаи динамического воздействия на механизм подъема со стороны механической системы «трос – груз».

Так как длина троса исследуемого класса судовых палубных грузоподъемных устройств достаточно велика, то представим его как систему с распределенными параметрами в виде нити переменной длины с движущимися границами. Расчетная схема механической части исследуемого гидропривода представлена на рисунке 2, где нить начальной длины l_0 наматывается без проскальзывания на вращающийся барабан, скорости точек обода которого – $v_c(t)$; $Q(t)$ – поднимаемый груз переменной массы.

Для разработки математической модели воспользуемся уравнением Лагранжа II рода, определив его составляющие [3].

Эйлера координата произвольного сечения qdz будет

$$Z(z, t) = z + u(z, t) \pm \int_0^{\tau} v_c(t) dt,$$

где $u(z, t)$ – абсолютное удлинение части троса длиной z .

Кинетическая энергия исследуемой механической системы равна сумме кинетической энергии выбираемого троса и поднимаемого груза переменной массы.

$$dK_q = \frac{qdz}{2g} \left(\frac{dz}{dt} \right)^2; K_q = \frac{ql}{2g} \left[(1+u)^2 \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 + \frac{l^3}{3} \left(\frac{du}{dt} \right)^2 + l(1+u) \frac{dl}{dt} \frac{du}{dt} \right].$$

$$K_Q = \frac{Q(t)}{2g} \left[(1+u)^2 \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 + l^2 \left(\frac{du}{dt} \right)^2 + 2l(1+u) \frac{dl}{dt} \frac{du}{dt} \right]$$

$$K = \frac{l^2}{2g} \left(\frac{ql}{3} + Q(t) \right) \left(\frac{du}{dt} \right)^2 + \frac{1}{2g} (ql + Q(t))(1+u)^2 \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 + \frac{l}{2g} (ql + 2Q(t))(1+u) \frac{dl}{dt} \frac{du}{dt}$$

Работа внутренних и внешних сил, действующих на систему, складывается из работы силы веса троса, груза, упругих сил и сил сопротивления движению.

$$dA_q = qZdz; A_q = \frac{ql^2}{2}(1+u); A_Q = Q(t)(1+u)l; dA_E = -\frac{EF}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} \right)^2 dz; A_E = -\frac{EF}{2} u^2 l;$$

$$dA_R = -C_{zp} u^2 l dz; A_R = -C_{zp} u^2 l^2; A = \frac{ql^2}{2}(1+u) + Q(t)(1+u)l - \frac{EF}{2} u^2 l - C_{zp} u^2 l^2.$$

Отсюда, дифференциальное уравнение, описывающее продольные колебания троса имеет вид

$$l \left(Q(t) + \frac{ql}{3} \right) \frac{d^2 u}{dt^2} + \left(\frac{q}{3} - \frac{ql}{6} + \frac{dQ}{dt} \right) \frac{dl}{dt} \frac{du}{dt} + \left[2g(C_{zp}l + EF) \frac{dQ}{dt} \left(\frac{dl}{dt} \right)^2 \right] u = \\ = \left(Q(t) + \frac{ql}{2} \right) \left(g - \frac{d^2 l}{dt^2} \right) + \left(q - \frac{dQ}{dt} \right) \left(\frac{dl}{dt} \right)^2.$$

При граничных условиях:

$$\text{- при } z=l_0 \text{ в нижнем конце троса: } \left(\frac{Q(t)}{g} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + EF \frac{\partial u}{\partial z} \right)_{z=l_0} = Q(t) \left(1 + \frac{\dot{v}_c}{g} \right);$$

$$\text{- при } z=l \text{ в точке } C \text{ набегания троса: } \frac{du}{dt} = \left(\frac{\partial u}{\partial z} \frac{dl}{dt} + \frac{\partial u}{\partial t} \right)_{z=l}$$

Усилие в поперечном сечении троса можно определить по зависимости

$$T(z, t) = EF \frac{\partial u}{\partial z}.$$

Решение полученной математической модели возможно с помощью асимптотических методов. В работе [4] рассмотрено решение таких уравнений методом Канторовича-Галеркина в виде функции

$$V(\xi, t) = \sum_{n=0}^{\infty} V_n(\xi, t),$$

$$\text{где } V_n(\xi, t) = \varphi_n(\tau) X_n(\xi, \varepsilon_0 \tau), \quad X_n(\xi, \varepsilon_0 \tau) = \sin(\omega_n(\varepsilon_0 \tau)(\xi - L(\varepsilon_0 \tau)))$$

В случае изучения вынужденных колебаний в системе начальные условия не рассматриваются.

Заключение

Практическая значимость полученных результатов связана с разработкой гидропривода, чувствительного к любому закону изменения нагружения. К таким системам можно отнести приводы, элементы которых работают в разных средах, грузоподъемные устройства, буксировочные системы.

Применение для решения метода Канторовича-Галеркина позволит учесть влияние силы сопротивления среды и поверхности, по которой движется груз, изгибную жесткость и вязкоупругие свойства объекта. Полученные результаты позволяют количественно проанализировать прохождение системы через резонанс и работу в условиях резонанса, что характерно для исследуемого класса приводов.

Библиография

1. *Ивановская А.В., Богатырева Е.В.* Основные аспекты расчета силового привода с учетом переменности нагружения // Журнал «Современные фундаментальные и прикладные исследования». – 2017. – № 2 (25), Часть 1. – С. 22 – 29.
2. *Попов В.В., Ивановская А.В.* Разработка лабораторной установки для исследования гидравлического привода, чувствительного к изменению нагружения // Машиностроение: инновационные аспекты развития: Материалы международной научно-практической конференции. – Санкт-Петербург: СПбФ НИЦ МС, 2018. – №1. – С. 16-19.
3. *Горошко О.А., Савин Г.Н.* Введение в механику деформируемых одномерных тел переменной длины. Киев: Наукова думка, 1971. – 270 с.
4. *Анисимов В.Н.* Продольные резонансные колебания вязкоупругого каната грузоподъемной установки // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2016. – Т.18, №4. – С.128-133.

УДК 531; 534.013; 622.24; 622.23.01

НОВЫЙ ВАРИАНТ ТЕОРИИ ДВИЖЕНИЯ КОЛЕСА НА ПРИМЕРЕ ОПИСАНИЯ ЯВЛЕНИЯ ШИММИ

Коронатов В.А.

Братский государственный университет, Россия, Братск, kortavik@mail.ru

Предлагается новый вариант теории качения колеса, который основан на использовании динамики изменений размеров зон скольжения и сцепления в пятне контакта с полотном дороги для установления аналитических зависимостей силовых компонент от кинематических величин. Такой подход позволяет избежать необходимости нахождения контактных напряжений, а значит и введения полуэмпирических зависимостей, например, в виде закона Герца, при установлении закона их распределения. Были получены такие результаты:

- *сила трения скольжения зависит прямо пропорционально от скорости скольжения и обратно - от угловых скоростей качения и вращения;*
- *момент трения качения зависит прямо пропорционально от угловой скорости качения и обратно - от скорости скольжения и угловой скорости вращения;*
- *момент трения вращения зависит прямо пропорционально от угловой скорости вращения и обратно - от угловой скорости качения и скорости скольжения.*

Приведено сравнение новой теории качения с теорией поликомпонентного сухого трения при описании явления шимми на моделях, введенных академиками РАН В.Ф. Журавлевым и Д.М. Климовым.

Ключевые слова: *колесо; теория качения; шимми; трение качения; аппроксимация Паде; теория поликомпонентного сухого трения.*

NEW VERSION OF THE WHEEL MOVEMENT THEORY, SHOWN FOR DESCRIPTION OF THE SHIMMY PHENOMENON

V.A. Koronotov

Bratsk State University, Russia, Bratsk, kortavik@mail.ru

A new version of the theory of wheel rolling is proposed, which is based on the use of the dynamics of changes in the dimensions of the slip and adhesion zones in the contact spot with the roadway to establish the analytical dependences of the power components on the kinematic

quantities. This approach avoids the need to find contact stresses, and hence the introduction of semi empirical dependences, for example, in the form of Hertz's law, when establishing the law of their distribution. The following results were obtained:

- the sliding frictional force depends directly on the sliding speed and vice versa - on the angular speeds of rolling and turning;
- the frictional moment of the rolling depends directly on the angular velocity of the rolling and vice versa - on the speed of sliding and the angular velocity of rotation;
- the frictional torque depends directly on the angular velocity of rotation and vice versa - on the angular velocity of rolling and the speed of sliding.

In the paper shown comparison of the new rolling theory with the theory of multicomponent dry friction in describing the shimmy phenomenon on models introduced by academicians of the Russian Academy of Sciences V.F. Zhuravlev and D.M. Klimov.

Key words: wheel; rolling theory; shimmy; rolling friction; the Pade approximant; theory of polycomponent dry friction.

Введение

Движение колеса определяется в значительной степени силами трения, возникающие в пятне контакта с полотном дороги. Для определения силовых компонент трения – скольжения, моментов качения и верчения, применяются такие методы:

- классический, когда силовые компоненты считаются постоянными величинами и определяются в соответствии с законами сухого трения;
- приближенно-аналитический, когда силовые компоненты определяются через контактные напряжения с применением приближенно-аналитических методов.
- численный, когда силовые компоненты определяются через контактные напряжения с применением численных методов.

Классический метод используется обычно для задач, где не нужна высокая точность расчетов. Для задач автомобильного [1,2] и железнодорожного транспорта [3], в авиастроении для предотвращения явления шимми [4-6] к получаемым результатам предъявляются повышенные требования и применяют два других метода. В этих двух последних методах основную трудность представляет определение закона распределения напряжений в пятне контакта: динамические законы для них установить не возможно [7,8], а использование полуэмпирических соотношений, например, в виде стационарного закона Герца [9], приводит к снижению точности моделирования. Кроме того, нахождение силовых компонент через контактные напряжения приводит к сложным интегральным выражениям [7,8], которые затрудняют применение аналитических методов и проведение численных расчетов. В теории поликомпонентного сухого трения [10-12] вместо таких интегральных выражений В.Ф. Журавлевым предложено использовать их Падэ аппроксимацию [13], что упрощает решение задач на качение.

Автором предлагается принципиально иной подход для определения силовых компонент сопротивления качению [14-16]: не через контактные напряжения, а через кинематические скорости - скольжения, качения и верчения. Такой подход позволяет избежать трудности перечисленные выше. Метод дает простой качественный способ нахождения аналитических зависимостей силовых компонент от кинематических скоростей и ясную физическую интерпретацию таким зависимостям. Для этого, была установлена связь между скоростями и изменением размеров зон скольжения и сцепления, определяющих динамические процессы в пятне контакта [14-16].

В данной статье приводятся основы новой теории качения [14-16] в сравнении с теорией поликомпонентного сухого трения [10-12].

Основные положения новой теории качения колеса

Новая теория качения [14-16] основывается на экспериментальных данных, полученных

еще О. Рейнольдсом [17] в 1876 году, и на следующих гипотезах-предположениях (в данной статье эти гипотезы уточнены по сравнению с прежним вариантом [14-16]):

1. В зоне скольжения происходит либо только скольжение, либо только верчение, либо скольжение с верчением, а в зоне сцепления - качение.

2. Пятно контакта может состоять либо только из одной зоны сцепления, либо только из одной зоны скольжения, либо включает в себя обе такие зоны.

3. Пятно контакта может вытягиваться или расширяться, сохраняя свою площадь при качении с проскальзыванием.

4. Рост модуля скорости скольжения в направлении качения, не изменяя ширины зоны скольжения, ведет к увеличению ее длины, а уменьшение модуля скорости – к ее укорачиванию, также при неизменной ширине.

5. Рост модуля угловой скорости верчения или скорости скольжения в поперечном направлении, не изменяя длины зоны скольжения, ведет к увеличению ее ширины, а уменьшение модулей этих скоростей - к ее сужению.

6. Рост модуля угловой скорости качения, не изменяя ширины зоны сцепления, ведет к увеличению ее длины, а уменьшение модуля скорости – к ее укорачиванию при неизменной ширине.

7. Закон Амонтона-Кулона для силовых компонент сухого трения выполняется при отсутствии скольжения одновременно с верчением и когда пятно контакта полностью занято только одной зоной - сцепления или скольжения, то есть когда качение, скольжение и верчение могут присутствовать по отдельности друг от друга.

Для силовых компонент были получены следующие формулы [14-16]:

$$\begin{aligned} F &= F_0 \frac{|\dot{v}| + \Delta}{|\dot{v}| + \kappa \varepsilon |\dot{\gamma}| + b \varepsilon |\dot{\beta}| + \Delta}, \quad F_0 = F|_{\dot{\beta} \equiv \dot{\gamma} \equiv 0} = fN; \\ M &= M_0 \frac{\varepsilon |\dot{\beta}| + \Delta}{\varepsilon |\dot{\beta}| + \kappa \varepsilon |\dot{\gamma}| + a |\dot{v}| + \Delta}, \quad M_0 = M|_{\dot{\gamma} \equiv \dot{v} \equiv 0} = \rho N; \\ M_z &= M_{z0} \frac{\varepsilon |\dot{\gamma}| + \Delta}{\varepsilon |\dot{\gamma}| + \hat{a} |\dot{v}| + \hat{b} \varepsilon |\dot{\beta}| + \Delta}, \quad M_{z0} = M_z|_{\dot{v} \equiv \dot{\beta} \equiv 0} = F_0 \frac{3\pi \varepsilon}{16}. \end{aligned} \quad (1)$$

Для сравнения, в работах В.Ф. Журавлева [10-12], относящихся к теории поликомпонентного сухого трения, для нахождения аналогичных силовых компонент трения используются формулы:

$$\begin{aligned} F &= F_0 \frac{\dot{v}}{|\dot{v}| + b \varepsilon |\dot{\gamma}|}, \quad F_0 = F|_{\dot{\gamma} \equiv 0} = fN; \quad M = \frac{h \varepsilon^2 N}{5}; \\ M_z &= M_{z0} \frac{\varepsilon \dot{\gamma}}{\varepsilon |\dot{\gamma}| + a |\dot{v}|}, \quad M_{z0} = M_z|_{\dot{v} \equiv \dot{\gamma} \equiv 0} = F_0 \frac{3\pi \varepsilon}{16}. \end{aligned} \quad (2)$$

Здесь F, M, M_z – соответственно сила трения скольжения, моменты трения качения и верчения; точка означает дифференцирование по времени t ; N – давление, создаваемое колесом; $\dot{v}, \dot{\beta}, \dot{\gamma}$ – кинематические скорости: скольжения, качения, верчения; $a, b, \kappa, \Delta, \hat{a}, \hat{b}$ – коэффициенты аппроксимации, которые определяются экспериментально; ε – средний радиус пятна контакта; h – коэффициент, учитывающий вытянутость диаграммы нормальных напряжений; f, ρ – коэффициенты трения соответственно скольжения и качения, которые определяются согласно закону Амонтона-Кулона, справедливость которого предполагается для скольжения, верчения и качения, когда они присутствуют порознь:

$$f = f_0 \operatorname{sign} v, n p u \ v \neq 0; [-f_1, f_1], n p u \ v \equiv 0, \text{если } \dot{\gamma} \equiv \dot{\beta} \equiv 0;$$

$$f = f_0 \operatorname{sign} \dot{\gamma}, n p u \ \dot{\gamma} \neq 0; [-f_1, f_1], n p u \ \dot{\gamma} \equiv 0, \text{если } v \equiv \dot{\beta} \equiv 0;$$

$$\rho = \rho_0 \operatorname{sign} \dot{\beta}, n p u \ \dot{\beta} \neq 0; [-\rho_1, \rho_1], n p u \ \dot{\beta} \equiv 0, \text{если } v \equiv \dot{\gamma} \equiv 0.$$

Предполагается: $\mu = f_1 / f_0 > 1$; $\hat{\mu} = \rho_1 / \rho_0 > 1$, т. е. считается, что трение скольжения – качения покоя не равно трению скольжения – качения движения.

При установлении аналитических зависимостей для силовых компонент от кинематических скоростей, с учетом принятых гипотез-предположений, в новой теории качения принималось во внимание следующее:

а) Пятно контакта формируется по форме и размерам при чистом качении и при чистом скольжении, то есть когда качение или скольжение происходят отдельно друг от друга.

б) Значения самих площадей и конкретные размеры для зон скольжения и сцепления не имеют определяющего значения, здесь главное – какую часть они составляют от целого пятна или по отношению друг к другу.

с) При качении с проскальзыванием, увеличение зоны скольжения по площади или по отдельным размерам – продольным или поперечным, может происходить только за счет соответствующих уменьшений зоны сцепления и наоборот, так как в таких случаях общая площадь неизменна. Обратное тоже справедливо.

д) Увеличение площади зоны скольжения приводит к росту силы трения скольжения в соответствии с законом Амонтона-Кулона [12] при скольжении без верчения: с ростом площади увеличивается и доля давления, приходящаяся на эту зону. Справедливо и обратное.

е) Увеличение угловой скорости верчения в соответствии с теорией Контенсу-Журавлева [11-12, 18] при скольжении с верчением приводит к уменьшению силы трения скольжения и к увеличению момента трения верчения. Обратное тоже справедливо.

ф) Увеличение скорости проскальзывания в соответствии с теорией Контенсу-Журавлева [11-12, 18] при скольжении с верчением приводит к уменьшению момента трения верчения и к увеличению силы трения скольжения. Обратное тоже справедливо.

г) Момент трения качения может возрасть либо при увеличении площади зоны сцепления, при сохранении ее ширины, либо – при увеличении длины зоны сцепления, при сохранении ее площади, либо - при одновременном увеличении площади и длины этой зоны. Обратное тоже справедливо.

h) F_0, M_0, M_{z0} - определяют в выражениях (1) значения соответственно для силы трения скольжения F , моментов трения качения M и верчения M_z , возникающие при скольжении, качении и верчении по отдельности друг от друга.

i) В приведенных формулах (1) аналитические выражения при коэффициентах F_0, M_0, M_{z0} фактически определяют, какую часть от общей площади пятна контакта занимает соответственно зона скольжения и верчения в зависимости от времени, то есть динамику их изменения. Тем самым, эти выражения определяют, какую часть они составляют от $|F_0|, |M_0|, |M_{z0}|$ – максимальных по модулю значений F, M, M_z , на данный момент времени.

Сравнение формул (1) и (2), определяющих нахождение одинаковых силовых компонент, показывает их качественное отличие друг от друга, по зависимостям от кинематических скоростей. В частности, момент трения качения M постоянен в теории В.Ф. Журавлева, а в новой теории качения – нет. Объясняется это тем, что в теории поликомпонентного сухого трения никак не учтена динамика распределения контактных напряжений в пятне контакта, а вместо этого использовался стационарный закон Герца. Это является причиной того, что теория поликомпонентного сухого трения не в состоянии

«уловить» прямое влияние угловой скорости качения $\dot{\beta}$ на значения силовых компонент; в приведенных формулах этой теории учтено лишь косвенное присутствие кинематической скорости $\dot{\beta}$ - через скорость проскальзывания v , что явно недостаточно. Вполне естественно ожидать, что на распределение напряжений в пятне контакта должны влиять кинематические скорости, в частности и угловая скорость качения $\dot{\beta}$ - это в существующих теориях качения никак не учитывалось. Из теории поликомпонентного сухого трения следует, что при качении без верчения ($\dot{\gamma} \equiv 0$) сила трения скольжения F и момент трения качения M являются постоянными величинами – что вызывает сомнения. Кроме того, и вид Паде аппроксимации в зависимостях (1) и (2) различен, в формулах (1) - он выбран в более общем и удобном для применения виде.

Описание явления шимми

Рассматривается одна из базовых моделей В.Ф. Журавлева – Д.М. Климова для изучения явления шимми [19-20], где силы сухого трения играют определяющую роль (рис. 1). Колесо радиуса R крепится к самолету при помощи вертикальной стойки длиной l , обладающей изгибной упругостью p в направлении ортогональных осей x и y , упругостью q на кручение вокруг вертикальной оси z . Скорость самолета V при посадке в направлении оси x предполагается неизменной за счет скольжения при изменении направления качения; качение колеса определяется углом поворота β , а верчение вокруг оси z - углом γ ; предполагается, что колесо может проскальзывать в направлении качения. В пятне контакта имеется две зоны: сцепления – на рис. 2 она не заштрихована, и скольжения – на рис. 2 она заштрихована. Угол γ определяет в каждый момент времени направление качения по отношению к оси x . Направление скорости проскальзывания v колеса относительно полотна дороги имеет направление, противоположное направлению силы трения скольжения F , и определяется по формуле: $v = \frac{V}{\cos \gamma} - R\dot{\beta}$.

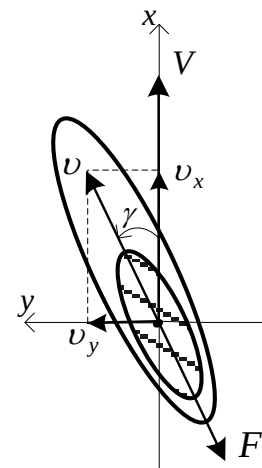
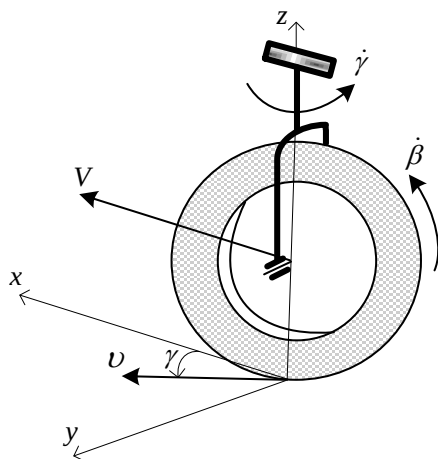


Рис. 1. Модель В.Ф. Журавлева – Д.М. Климова

Рис. 2. Пятно контакта между колесом и полотном дороги

С учетом выражений для силовых компонент трения, ранее записанных по формулам: (1) - согласно новой теории качения [14-16] и (2) - согласно теории поликомпонентного сухого трения [10-12], запишем для описанной модели уравнения движения в рамках этих теорий:

$$\begin{cases} m\ddot{x} + px = -F_0 \frac{|v| + \Delta}{|v| + \kappa\varepsilon|\dot{\gamma}| + b\varepsilon|\dot{\beta}| + \Delta} \cos \gamma, \\ m\ddot{y} + py = -F_0 \frac{|v| + \Delta}{|v| + \kappa\varepsilon|\dot{\gamma}| + b\varepsilon|\dot{\beta}| + \Delta} \sin \gamma, \\ C\ddot{\beta} = -M_0 \frac{\varepsilon|\dot{\beta}| + \Delta}{\varepsilon|\dot{\beta}| + \kappa\varepsilon|\dot{\gamma}| + a|v| + \Delta} + \\ RF_0 \frac{|v| + \Delta}{|v| + \kappa\varepsilon|\dot{\gamma}| + b\varepsilon|\dot{\beta}| + \Delta}, \\ A\ddot{\gamma} + q\gamma = -M_{z0} \frac{\varepsilon|\dot{\gamma}| + \Delta}{\varepsilon|\dot{\gamma}| + \hat{a}|v| + \hat{b}\varepsilon|\dot{\beta}| + \Delta}. \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} m\ddot{x} + px = -F_0 \frac{V - \dot{\beta}R}{|V - \dot{\beta}R| + b\varepsilon|\dot{\gamma}|}, \\ m\ddot{y} + py = -F_0 \frac{3\pi h\varepsilon^2 \dot{\gamma}}{15\pi|V - \dot{\beta}R| + 32\varepsilon|\dot{\gamma}|}, \\ C\ddot{\beta} = -\frac{h\varepsilon^2 N}{5} + RF_0 \frac{V - \dot{\beta}R}{|V - \dot{\beta}R| + b\varepsilon|\dot{\gamma}|}, \\ A\ddot{\gamma} + q\gamma = -M_{z0} \frac{\varepsilon\dot{\gamma}}{\varepsilon|\dot{\gamma}| + a|V - \dot{\beta}R|} + \\ F_0\gamma \frac{h\varepsilon^2}{5} + F_0 \frac{R}{l} y. \end{cases} \quad (4)$$

Здесь m - масса колеса, C - полярный момент инерции колеса, A - его экваториальный момент инерции. Система уравнений (3) соответствует новой теории качения, а система уравнений (4) – теории поликомпонентного сухого трения. Сравнение выписанных уравнений (3) и (4) даже для случаев когда $\gamma \ll 1$: $\sin \gamma \approx \gamma$, $\cos \approx 1$, говорит о больших их отличиях друг от друга. Главные отличия заключаются в записанных выражениях для силовых компонент, согласно (1) и (2). Кроме того, аналоги слагаемым $F_0\gamma \frac{h\varepsilon^2}{5}$, $F_0 \frac{R}{l} y$ системы (4) в уравнениях системы (3) отсутствуют: линия действия силы трения скольжения, согласно новой теории, проходит через начало координат.

Заключение

В новой теории качения, согласно приведенным формулам (1), силовые компоненты трения, вопреки привычным представлениям, определяются через кинематические скорости следующим образом:

- сила трения скольжения зависит прямо пропорционально от скорости скольжения и обратно - от угловых скоростей качения и верчения;
- момент трения качения зависит прямо пропорционально от угловой скорости качения и обратно - от скорости скольжения и угловой скорости верчения;
- момент трения верчения зависит прямо пропорционально от угловой скорости верчения и обратно - от угловой скорости качения и скорости скольжения.

На качественном уровне зависимости (1) подтверждают аналогичные результаты В.В. Козлова, которые были ранее получены им [21] на основе новой обобщенной феноменологии закона сухого трения, то есть в механике отличной от обычной. При этом в механике В.В. Козлова приведенные им формулы применимы только для недеформируемых колес при качении по абсолютно твердой поверхности. В новой теории качения, построенной в рамках существующих законов механики, полученные формулы применимы для реальных деформируемых колес и опорных поверхностей. Кроме того, ясный физический смысл получаемых в ней результатов снимает все вопросы по поводу несоответствия их общепринятым представлениям о силах трения [21, 22].

Новая теория качения не подтверждает выводы теории поликомпонентного сухого трения применительно к качению, в том числе и уравнения для самой модели В.Ф. Журавлева – Д.М. Климова для изучения явления шимми - их следует записывать в дальнейшем фактически по-новому.

Библиография

1. Кожевников И.Ф. Динамика колес с деформируемой периферией. Обзор. - Вычислительный центр им. А.А. Дородницына РАН. – 2009. – С. 53-84.
2. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 272 с.
3. Голечков Ю.И., Корольков Е.П. О моделях контактного взаимодействия колеса и рельса в динамике транспортных систем // Наука и техника транспорта. – 2011. – №3. – С. 39-43.
4. Келдыш М.В. Шимми переднего колеса трехколесного шасси // Избранные труды. Механика. М.: Наука, 1985. – С. 491–530.
5. Загордан А. А. Современное состояние теории шимми // Труды МАИ. – 2011. – Т. 47, № 5.
6. Жаворонок С. И., Загордан А. А. Исследование шимми колеса основной опоры шасси самолета на основе модели поликомпонентного сухого трения // Нелинейный мир. – 2011. – Т. 9, № 10. – С. 646-656.
7. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478 с.
8. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. - М.: Мир, 1989. – 510 с.
9. Hertz H. Uber die Berührung fester elastischer Körper. - J. Reine und Angewandte Mathematica 1882. – Vol. 92. – Pp. 156-171.
10. Журавлев В.Ф. О модели сухого трения в задаче качения твердых тел // ПММ. – 1998. – Т. 62, Вып. 5. – С. 762-767.
11. Журавлев В.Ф. Закономерности трения при комбинации скольжения и верчения // Изв. РАН. МТТ. – 2003. – № 4. – С. 81–88.
12. Андронов А.А., Журавлев В.Ф. Сухое трение в задачах механики. М.: Ижевск, НИЦ «Регулярная и хаотичная механика». Институт компьютерных исследований, 2010. – 164 с.
13. Бейкер Дж. (мл.), Грейс-Моррис П. Аппроксимация Паде: пер. с англ. М.: Мир, 1986. – 502 с.
14. Корнатов В.А. Новая теория качения на примере описания движения ведущего колеса локомотива (автомобиля) // Системы. Методы. Технологии. – 2017. – №4(36). – С. 78-86.
15. Корнатов В.А. Представление новой теории качения на примере описания движения ведомого колеса локомотива (автомобиля) // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2018. – №1 (57). – С. 49-60.
16. Корнатов В.А. Обобщение качественно новой теории качения колеса при описании явления шимми // Системы. Методы. Технологии. – 2018. – №1 (37). – С. 45-55.
17. Rynolds O. On rolling friction // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. – 1876. – V. 166 (I). – Pp. 155-174.
18. Contensou P. Couplage entre frottement de glissement et frottement de pivotement dans la theorie de la toupie // Kreiselprobleme Gydrodynamics: ШТАМ Symposium, Celerina. - Berlin: Springer, 1963. – Pp. 201-216. (Рус. пер. Контенсу П. Связь между трением скольжения и трением верчения и ее учет в теории волчка // Проблемы гироскопии. - М: Мир, 1967. – С. 70-77).
19. Журавлев В.Ф., Климов Д.М. О механизме явления шимми // Докл. РАН. – 2009. – Т. 428, № 6. – С. 761–765.
20. Журавлев В.Ф., Климов Д.М. Теория явления шимми // Изв. РАН. МТТ. – 2010. – № 3. – С. 22–29.
21. Козлов В.В. Лагранжева механика и сухое трение // Нелинейная динамика. – 2010. – Т. 6, № 4. – С. 855-868.
22. Журавлев В.Ф. Отклик на работу В.В. Козлова «Лагранжева механика и сухое трение» (НД, 2010, Т. 6, №4) // Нелинейная динамика. – 2011. – Т. 7, № 1. – С. 147-149.

УДК 531.01: 531.8: 531.37: 531.46: 629.3: 629.4

ПРИМЕНЕНИЕ НОВОЙ ТЕОРИИ КАЧЕНИЯ ПРИ ЧИСЛЕННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ ДВИЖЕНИЯ ВЕДУЩЕГО КОЛЕСА АВТОМОБИЛЯ (ЛОКОМОТИВА)

Коронатов В.А. *, Фигура К.Н. **

Братский государственный университет, Россия, Братск

**kortavik@mail.ru, **figura_85@mail.ru*

Приведено описание движения ведущего колеса автомобиля (локомотива) согласно новой качественной теории качения. Принципиальное отличие новой теории от всех существующих заключается в том, что силовые факторы - сила трения скольжения и моменты трения качения и верчения, определяются не через контактные напряжения, а через кинематические величины — скорость проскальзывания, угловые скорости качения и верчения. В новой теории впервые удалось учесть динамику процесса в пятне контакта между колесом и полотном дороги, не определяя при этом контактные напряжения. Новая теория качения позволяет устанавливать качественные особенности в движении колеса. Например, определять критические скорости скольжения или качения, при которых меняются возможные режимы движения колеса: чистое качение, качение с проскальзыванием или чистое скольжение. В прежних теориях делать это не представлялось возможным.

Ключевые слова: *колесо; теория качения; трение качения; трение скольжения; аппроксимация Паде; теория поликомпонентного сухого трения.*

APPLICATION OF A NEW ROLLING THEORY IN NUMERICAL MODELING OF THE MOVEMENT OF THE VEHICLE WHEEL (LOCOMOTIVE)

Koronatov V.A. *, Figura K.N.**

*Bratsk State University, Russia, Bratsk, *kortavik@mail.ru, **figura_85@mail.ru*

In the paper description is given of the motion of the driving wheel of a car (locomotive) according to a new qualitative theory of rolling. The fundamental difference between the new theory and all existing ones is that the force factors-the sliding frictional force and the frictional moments of rolling and rolling-are determined not through contact stresses, but through kinematic quantities-slip velocity, angular rolling and rolling speeds. In the new theory, for the first time, it was possible to take into account the dynamics of the process in the contact spot between the wheel and the roadway without determining the contact stresses. A new theory of rolling allows you to establish quality features in the movement of the wheel. For example, determine the critical sliding or rolling speeds at which the possible modes of wheel motion change: pure rolling, rolling with slippage or pure sliding. In previous theories, this was not possible.

Key words: *wheel; rolling theory; rolling friction; sliding friction; Pade approximations; theory of polycomponent dry friction.*

Введение

При моделировании движения колеса основную трудность представляет определение силовых компонент сопротивления качению — силы трения скольжения, моментов трения качения и верчения [1-3]. Эти силовые компоненты принято определять через напряжения, возникающие в пятне контакта между колесом и полотном дороги [4, 5]. Поскольку динамические законы изменения таких напряжений установить не представляется возможным, то эти законы заменялись полуэмпирическим соотношением в виде закона

Герца [6] для задания их распределения в пятне контакта. Такой подход является одной из основных причин в получении не точных результатов моделирования. Кроме того, использование контактных напряжений для нахождения силовых компонент приводит к сложным интегральным выражениям [4, 5, 7], существенно затрудняющих проведение исследований.

В данной работе на примере моделирования движения ведущего колеса показано применение новой теории качения [8-10], где используется иной подход в определении силовых компонент. Для их определения используются не контактные напряжения, а кинематические скорости – скольжения, качения и верчения. Для установления аналитических зависимостей для силовых компонент от кинематических скоростей в новой теории учитывается динамика изменений размеров зон скольжения и сцепления, возникающих в пятне контакта при качении с проскальзыванием. Делается это на основе экспериментальных данных, полученных О. Рейнольдсом [11] в 1876 году: в пятне контакта возникают две зоны – скольжения и сцепления, где первая из них возрастает по мере увеличения движущего или тормозного момента. Подробности новой теории качения колеса изложены в работах [8-10] одного из авторов данной статьи.

Описание движения модели ведущего колеса

Рассматривается движение ведущего колеса автомобиля (локомотива) [8] без возможности верчения на прямолинейном участке дороги в предположении, что колесо остается в вертикальной плоскости по отношению к поверхности Земли (рис. 1).

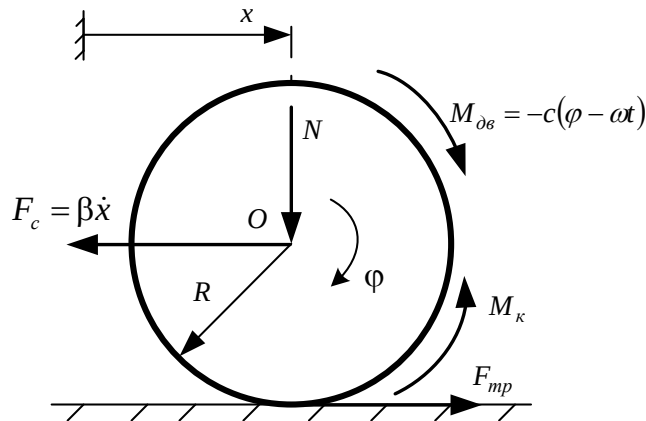


Рис. 1. Качение ведущего колеса автомобиля (локомотива)

Здесь приняты следующие обозначения: x — линейная координата, определяющая положение центра колеса; φ — угловая координата, определяющая угол поворота колеса вокруг оси, проходящей через центр колеса (направление по часовой стрелке считается положительным); $F_{\text{тр}}, M_{\kappa}$ — соответственно сила трения скольжения и момент трения качения, определяющие силовые компоненты сопротивления качению, возникающие в пятне контакта. Вал двигателя вращается с постоянной угловой скоростью ω и на ось ведущего колеса передается движущий момент $M_{\delta\phi} = -c(\varphi - \omega t)$, где c, t — соответственно жесткость упругих связей, посредством которых вращение вала передается на ведущее колесо, и текущее время (рис. 1). Предполагается так же, что на ось колеса передаются постоянная сила давления N и сила сопротивления $F_c = \beta \dot{x}$, где β — задаваемый коэффициент пропорциональности. Кроме того, для дальнейшего введем обозначения: m, R, J — соответственно масса, радиус и осевой момент инерции колеса (предполагается, что $mg \ll N$); $v = R\dot{\varphi} - \dot{x}$ определяет скорость проскальзывания колеса относительно полотна

дороги. Принимая во внимание, что угловая скорость $\dot{\phi}$ и скорость проскальзывания v могут менять свой знак во время движения колеса, силовые компоненты сопротивления качению в пятне контакта равны [8-10]:

$$F_{mp} = F_0 \frac{|v| + \Delta}{|v| + b\varepsilon|\dot{\phi}| + \Delta}; \quad F_0 = F_{mp}|_{\dot{\phi}=0} = fN;$$

$$M_{\kappa} = M_0 \frac{\varepsilon|\dot{\phi}| + \Delta}{\varepsilon|\dot{\phi}| + a|v| + \Delta}; \quad M_0 = M_{\kappa}|_{v=0} = \rho N,$$
(1)

где «точка» означает дифференцирование по времени; f, ρ – коэффициенты соответственно трения и качения, которые определяются согласно закону Амонтона-Кулона, справедливость которого предполагается для скольжения и качения, когда они присутствуют порознь [7]:

$$f = f_0 \text{sign } v, \text{ нпу } v \neq 0; [-f_1, f_1], \text{ нпу } v \equiv 0;$$

$$\rho = \rho_0 \text{sign } \dot{\phi}, \text{ нпу } \dot{\phi} \neq 0; [-\rho_1, \rho_1], \text{ нпу } \dot{\phi} \equiv 0.$$
(2)

Считается, что $\mu_1 = f_1 / f_0 > 1$; $\mu_2 = \rho_1 / \rho_0 > 1$, т. е. трение-качение покоя не равно трению-качению при движении, и тем самым за основу берется скачкообразный закон Амонтона-Кулона. Здесь b, a, Δ – коэффициенты аппроксимации, определяемые на основании экспериментальных данных и характеризующие свойства дороги (рельса); ε – средний радиус пятна контакта между колесом и дорогой.

Переходя к безразмерным переменным $\tau = \sqrt{\frac{c}{J}}t, \xi = \frac{c}{f_0 NR}(\phi - \omega t), \eta = \frac{\sqrt{cJ}}{\varepsilon f_0 NR}v$ и параметрам $\Omega = \frac{\sqrt{cJ}}{f_0 NR}\omega, \delta = \frac{\sqrt{cJ}}{\varepsilon f_0 NR}\Delta, q = 1 + \frac{J}{mR^2}, \kappa = \frac{\rho_0}{f_0 R}, \alpha = \frac{R}{\varepsilon}, \chi = \frac{\beta}{m}\sqrt{\frac{J}{c}}$, получим уравнения движения ведущего колеса в безразмерном виде [8]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\xi} \equiv -\Omega, \eta \equiv 0, \text{ нпу } |\xi| < \kappa\mu_2; \\ \ddot{\xi} = -\frac{q-1}{q} \left[\xi + \kappa \text{sign}(\xi + \Omega) + \frac{\chi}{q-1}(\xi + \Omega) \right], \text{ нпу } \eta \equiv 0 \text{ и } 0 < |\xi + \Omega| < |\xi + \Omega|_*; \\ \dot{\eta} = -\alpha(q-1)\text{sign}\eta - \chi\eta, \text{ нпу } \dot{\xi} \equiv -\Omega \text{ и } 0 < |\eta| < |\eta|_*; \\ \left\{ \begin{array}{l} \text{нпу } \dot{\xi} \neq -\Omega \text{ и } \eta \neq 0: \\ \ddot{\xi} = -\xi - \kappa \frac{|\xi + \Omega| + \delta}{|\xi + \Omega| + a|\eta| + \delta} \text{sign}(\xi + \Omega) - \frac{|\eta| + \delta}{|\eta| + b|\xi + \Omega| + \delta} \text{sign}\eta, \\ \dot{\eta} = -\alpha \left[\xi + q \frac{|\eta| + \delta}{|\eta| + b|\xi + \Omega| + \delta} \text{sign}\eta + \kappa \frac{|\xi + \Omega| + \delta}{|\xi + \Omega| + a|\eta| + \delta} \text{sign}(\xi + \Omega) \right] + \chi[\alpha(\xi + \Omega) - \eta]. \end{array} \right. \end{array} \right.$$
(3)

Первое уравнение системы (3) описывает возможную кратковременную остановку колеса, второе – чистое качение, третье – чистое скольжение, два последних – качение с проскальзыванием. Здесь приняты обозначения для безразмерных коэффициентов динамичности: $k = 1 + \frac{b}{\delta}|\xi + \Omega|, k^{\wedge} = 1 + \frac{a}{\delta}|\eta|$, позволяющие определять критические скорости $|\xi + \Omega|_*, |\eta|_*$. Значения критической скорости скольжения $|\eta|_*$, определяется по формуле

$|\eta|_* = \frac{a}{\delta} \left(\frac{\mu_2 \kappa}{|\xi| - \text{sign} \eta} - 1 \right)$, а значение критической скорости качения $|\dot{\xi} + \Omega|_*$ - из уравнения:

$k_* = \frac{q\mu_1}{|\xi| - \kappa + \chi|\dot{\xi} + \Omega|_*}$; они определяют моменты перехода движения колеса из одного

режима в другой. При качении с проскальзыванием, окончание качения произойдет, когда одновременно: $\dot{\xi} = -\Omega$, $|\xi| \leq \frac{\kappa}{k} + 1$, а окончание скольжения, когда одновременно:

$\eta = 0$, $|\xi| \leq \kappa - \frac{q}{k} + \chi|\dot{\xi} + \Omega|$; полная остановка движения колеса, когда одновременно:

$\dot{\xi} = -\Omega$, $\eta = 0$, $|\xi| \leq \kappa + 1$.

Приведенная система уравнений (3), с дополнительными условиями перехода из одного режима движения в другой, использовалась для численного моделирования движения ведущего колеса автомобиля (локомотива). Примеры численного счета показаны на рис. 2-5 (исходные данные приведены в системе СИ):

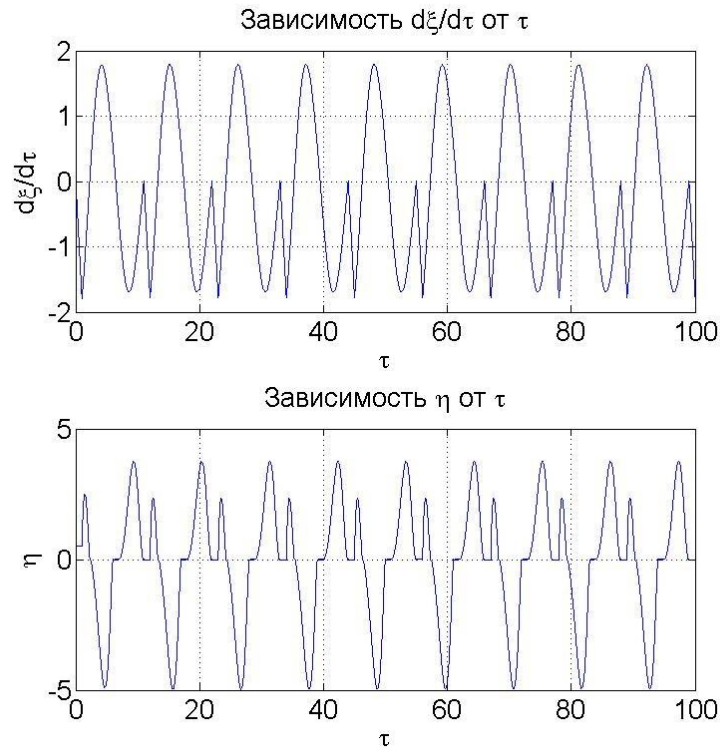


Рис. 2. Графики изменения скоростей при исходных данных:

$c = 18600$; $N = 10000$; $\beta = 1$; $m = 25$; $R = 0.5$; $J = 5.5$; $f_0 = 0.625$; $\rho_0 = 0.0066$; $\rho_1 = 0.008$; $f_1 = 0.75$; $\mu_1 = \mu_2 = 1.2$; $\varepsilon = 0.05$; $\omega = 17.5$; $\delta = 0.1$; $a = 0.3$; $b = 0.5$.

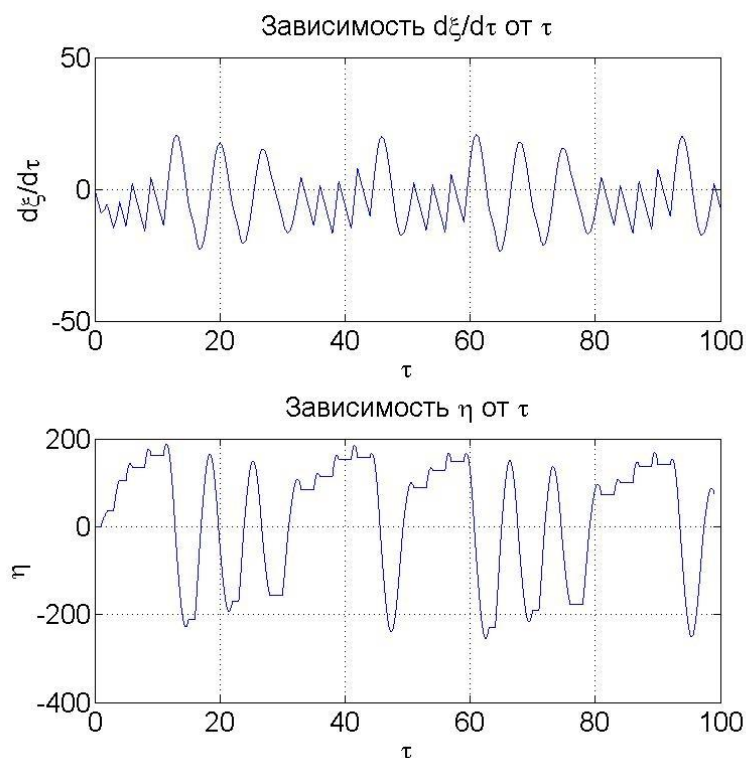


Рис. 3. Графики изменения скоростей при исходных данных (движение по скользящей поверхности): $c = 18600$; $N = 10000$; $\beta = 1$; $m = 25$; $R = 0.5$; $J = 5.5$; $f_0 = 0.25$; $\rho_0 = 0.5$; $\rho_1 = 1$; $f_1 = 0.5$; $\mu_1 = \mu_2 = 2$; $\varepsilon = 0.05$; $\omega = 35$; $\delta = 0.1$; $a = 0.3$; $b = 0.5$.

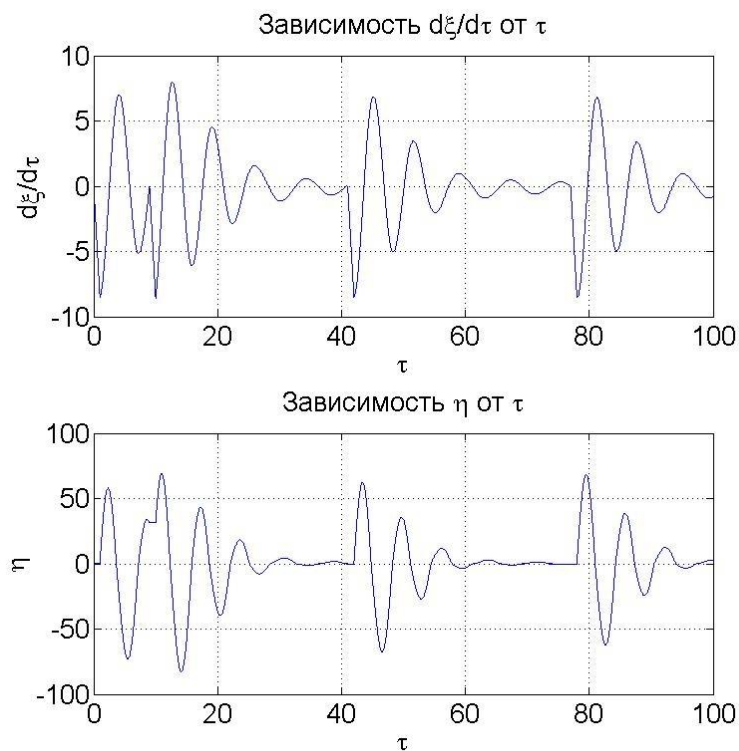


Рис. 4. Графики изменения скоростей при исходных данных: $c = 18600$; $N = 10000$; $\beta = 1$; $m = 25$; $R = 0.5$; $J = 5.5$; $f_0 = 0.625$; $\rho_0 = 0.0066$; $\rho_1 = 0.008$; $f_1 = 0.75$; $\mu_1 = \mu_2 = 1.2$; $\varepsilon = 0.05$; $\omega = 50$; $\delta = 0.1$; $a = 0.3$; $b = 0.5$.

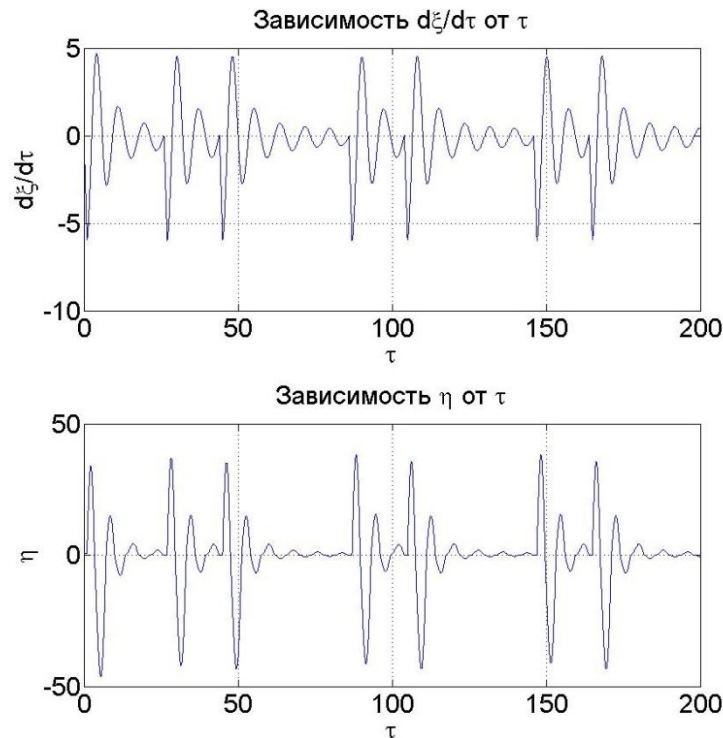


Рис.5 Графики изменения скоростей при исходных данных:

$c = 18600; N = 10000; \beta = 1; m = 25; R = 0.5; J = 5.5; f_0 = 0.375; \rho_0 = 0.004; \rho_1 = 0.008; f_1 = 0.75;$
 $\mu_1 = \mu_2 = 2; \varepsilon = 0.05; \omega = 35; \delta = 0.1; a = 0.3; b = 0.5.$

Заключение

Приведенный пример показывает возможности новой теории качения. На введенной модели ведущего колеса получены определяющие кинематические условия для определения:

1. остановки чистого качения или перехода в режим качения с проскальзыванием;
2. остановки чистого скольжения или перехода в режим качения с проскальзыванием;
3. остановки качения с проскальзыванием или перехода в режим чистого качения или чистого скольжения;
4. кратковременной (или длительной) полной остановки или перехода в режим чистого качения.

Существующие теории качения не позволяют находить подобные кинематические условия, что обычно затрудняет моделирование подобных процессов.

Новая теория качения не входит в противоречие с существующими теориями. Так, классическая теория, где сила трения скольжения и момент трения качения определяются в соответствии с законами сухого трения, будет являться частным случаем новой теории, ее усредненным вариантом.

Библиография

1. Кожевников И.Ф. Динамика колес с деформируемой периферией. Обзор. - Вычислительный центр им. А.А. Дородницына РАН. – 2009. – С. 53-84.
2. Левин М.А., Фуфаев Н.А. Теория качения деформируемого колеса. – М.: Наука, Гл. ред. физ.-мат. лит., 1989. – 272 с.
3. Голечков Ю.И., Корольков Е.П. О моделях контактного взаимодействия колеса и рельса в динамике транспортных систем // Наука и техника транспорта. – 2011. – №3. – С. 39-43.

4. Горячева И.Г. Механика фрикционного взаимодействия. – М.: Наука, 2001. – 478 с.
5. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
6. Hertz H. Uber die Beruhrung fester elastischer Korper // J. Reine und Angewandte Mathematica. – 1882. – Vol. 92. – Pp. 156-171.
7. Андронов А.А., Журавлев В.Ф. Сухое трение в задачах механики. М.: Ижевск, НИЦ «Регулярная и хаотичная механика». Институт компьютерных исследований, 2010. – 164 с.
8. Коронатов В.А. Новая теория качения на примере описания движения ведущего колеса локомотива (автомобиля) // Системы. Методы. Технологии. – 2017. – №4 (36). – С. 78-86.
9. Коронатов В.А. Представление новой теории качения на примере описания движения ведомого колеса локомотива (автомобиля) // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. – 2018. – №1 (57). – С. 49-60.
10. Коронатов В.А. Обобщение качественно новой теории качения колеса при описании явления шимми // Системы. Методы. Технологии. – 2018. – №1 (37). – С. 45-55.
11. Rynolds O. On rolling friction // Philosophical Transactions of the Royal Society of London. – 1876. – V. 166 (I). – Pp. 155-174.

УДК 621.891.(048): 539.178.(048)

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ В КОНТАКТЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Котенева Н.В., Максименко А.А., Перфильева Н.В., Борисова А.Д.
*Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
Россия, Барнаул, sopromat116@mail.ru*

В работе проанализировано и описано в аналитической форме поведение резьбового соединения в условиях динамики. Предложенный метод расчета контактной прочности резьбового соединения позволяет учесть влияние физико-механических свойств материалов деталей, их геометрических размеров, параметров микрогеометрии сопрягаемых поверхностей, а также условий нагружения. Предложенная модель позволит повысить точность расчета, поскольку одновременно учитывает упругую и остаточную части полного сближения в контакте.

Ключевые слова: *резьбовые соединения, контактная прочность, динамическое нагружение.*

STUDY ON DYNAMIC STRENGTH IN CONTACT OF THREADED CONNECTIONS

Koteneva N. Oh. Maksimenko A. A., Perfilyeva N. Oh. Borisova A. D.
*Altai state technical University. I. I. Polzunov,
Russia, Barnaul, sopromat116@mail.ru*

The paper analyzes and describes in an analytical form the behavior of the threaded connection in terms of dynamics. The proposed method of calculating the contact strength of the threaded connection allows to take into account the influence of physical and mechanical properties of the materials, their geometric dimensions, parameters of microgeometry of the mating surfaces, as well as loading conditions. The proposed model allows to increase the accuracy of calculation, as it simultaneously takes into account the elastic and residual parts of the total reduction in contact.

Key words: *threaded connections, contact strength, dynamic loading.*

Введение

Динамические нагрузки, всегда имеющие место в работе машин и механизмов, оказывают существенное влияние на прочность контактирующих поверхностей. Под действием динамических нагрузок в тонких поверхностных слоях развивается упругопластическая деформация, которая обуславливает интенсификацию физико-механических процессов, приводящих к значительным изменениям исходных свойств материала. Играя важную роль в работе условно-неподвижных соединений, упругопластические деформации зависят от материала взаимодействующих тел, среды, характера нагружения и других факторов.

Цель исследования

Резьбовые соединения относятся к наиболее распространенным в машиностроении видам разъемных соединений. Нагрузки, действующие в резьбовом соединении, подразделяются на технологические и силы трения, которые взаимосвязаны. К технологическим силам относится усилие затяжки, которое выбирается из условия обеспечения необходимой плотности стыка в зависимости от приложенных к стыку внешних сил.

В течение эксплуатации усилие затяжки может самопроизвольно снижаться. Основными причинами, вызывающими его ослабление, являются: объемные пластические деформации в соединении, самопроизвольное увеличение пластических микроконтактных деформаций на торце гайки (винта) и в витках резьбы и самоотвинчивание гаек в условиях вибрационных нагрузок. После раскрытия стыка внешняя нагрузка полностью передается на болт. Такое состояние соединения опасно для прочности болта и, как правило, недопустимо на практике с точки зрения разгерметизации стыка. Поэтому усилие затяжки следует назначать таким, чтобы при заданной внешней силе F стык оставался плотным, т. е. минимальное усилие затяжки соединения определяется внешней нагрузкой и его конструкцией.

Предлагаемая динамическая модель и созданная на ее основе методика расчета характеристик контакта резьбовых соединений позволяет учитывать в инженерном расчете величину контактной прочности, что, в свою очередь, способствует увеличению их надежности, долговечности и конкурентоспособности.

Метод и результаты исследования

Излагаемое ниже решение получено при следующих условиях и допущениях:

- общая деформация деталей соединения является чисто упругой;
- местная деформация в зонах фактического контакта сопряженных поверхностей является в общем случае упругопластической;
- плотность распределения выступов достаточно велика, а вершины выступов различных уровней статически равномерно распределены по контактирующим поверхностям;
- витки резьбы, благодаря малому углу подъема, имеют кольцевую форму, поэтому можно считать стыковые поверхности резьбового соединения плоскими;
- взаимное влияние выступов отсутствует;
- шероховатая поверхность образована одним из характерных для деталей соединения видов механической обработки: точением, шлифованием, растачиванием;
- волнистостью сопрягаемых поверхностей соединения пренебрегаем;
- твердость одного из взаимодействующих тел (либо гайка, либо соединяемая деталь) выше;
- поверхность более твердого тела имеет сферическую модель микронеровности.

Для выполнения расчетов на контактную прочность необходимо иметь зависимость, связывающую нагрузку, размеры контурной площади, действующие на ней напряжения и прочностную характеристику материала.

Исходя из геометрии резьбового соединения, напряжения на торце гайки (болта) с сопрягаемой деталью равны [1]

$$\sigma = \frac{3F_3}{\pi(D^2 - d^2)}.$$

С учетом условий герметичности и плотности стыка усилие затяжки определяется формулой

$$F_3 = k_3 F (1 - \chi),$$

где k_3 - коэффициент запаса, обеспечивающий плотность стыка; F - внешняя технологическая нагрузка; χ - коэффициент основной нагрузки.

Величина χ зависит от соотношения податливостей болта λ_b и деталей со стыком λ_d :

$$\chi = \frac{\lambda_b}{(\lambda_d + \lambda_b)},$$

где λ_b – осевая податливость болта, λ_d – осевая податливость соединяемых деталей.

Предложенные в работе [1] расчетные методы определения податливости болта и деталей резьбового соединения не учитывают контактных деформаций.

Податливости отдельных элементов резьбового соединения с учетом контактных деформаций могут быть определены по зависимостям

$$\lambda_b = \frac{l_b}{E_b A_b} + \lambda_p + \lambda_{z.b} + k; \quad \lambda_d = \frac{l_d}{E_d A_d} + k,$$

где k - контактная податливость резьбового соединения в нормальном направлении; l_b – расчетная длина болта; A_b – площадь поперечного сечения болта; E_b – модуль упругости материала болта; λ_p – податливость резьбы; $\lambda_{z.b}$ – податливость головки болта; l_d – суммарная толщина соединяемых деталей; E_d – модуль упругости материала деталей; A_d – площадь условного цилиндра.

Для определения величины k в условиях статики с учетом упругопластических деформаций можно воспользоваться формулой

$$k = \frac{h}{F},$$

где F - растягивающее усилие; h - статическое упругопластическое сближение, определяемое по формуле

$$h = \frac{R_{\max} F^{\frac{1}{\nu}}}{(A_a b H)^{\frac{1}{\nu}} k_y^{\nu-1}}; \quad A_a - \text{номинальная площадь контакта; } b, \nu - \text{параметры кривой}$$

опорной шероховатой поверхности; H - поверхностная твердость; $R_{\max}$ - наибольшая высота неровностей профиля; k_y - коэффициент, зависящий от ν .

В условиях динамического воздействия контактную податливость можно рассчитать по формуле

$$k = \frac{x(t)}{F^*},$$

где $x(t)$ динамическое сближение, определяемое по формуле

$$x(t) = \int_0^{t_{\max}} \left[v_0^2 + \frac{2\lambda h^{\nu+1}}{(\nu+1)} - \frac{2\lambda x^{\nu+1}}{(\nu+1)} \right]^{\frac{1}{2}} dt, \quad ,$$

где v_0 - начальная скорость нагружения, которая задается одиночным ударным импульсом с

последующим затуханием процесса; $\lambda = \frac{a}{m}$; $a = \frac{b H A_a k_y^{\frac{\nu}{\nu-1}}}{R_{\max}^{\nu}}$; m - масса тела; F^* -

нормальное усилие, являющееся в случае динамического нагружения в каждый момент времени суммой нормальной статической составляющей и динамической силы, изменяющейся во времени.

Как было сказано выше, стабильность резьбового соединения зависит от усилия затяжки, которое, в свою очередь, зависит от внешней технологической нагрузки. Выбор внешней нагрузки должен основываться на том, чтобы контактное давление σ_c не превышало уровня, после которого в контакте развивается существенная пластическая деформация. Таким образом, для нормальной работы резьбового соединения внешнюю нагрузку необходимо выбирать по условию не только прочности на растяжение, но и по контактной прочности, т.е. чтобы соединение работало в условиях:

$$\left[\frac{\sigma_m (1 - \mu^2) R^{\frac{1}{2}}}{0,21\nu(\nu-1)k_y b E R_{\max}^{\frac{1}{2}}} \right]^{\frac{2}{2\nu+1}} \leq \frac{h}{R_{\max}} < \left[\frac{\sigma_m}{H} \right]^{\frac{1}{\nu}} \frac{1}{k_y^{\frac{1}{\nu-1}}}. \quad (1)$$

Таким образом, в диапазоне внедрений (1) в зоне сопряжения твердых тел, одно из которых шероховатое, а другое гладкое имеют место упругопластические деформации.

Справедливость этого условия подтверждается экспериментальными исследованиями и позволяет прогнозировать контактную прочность резьбового соединения при динамическом нагружении[2].

Заключение

Результаты выполненного исследования позволяют судить о закономерностях деформирования на площадках контакта резьбового соединения при статическом и динамическом нагружении. Данный численно-аналитический метод дает возможность оценить влияние динамических нагрузок на свойства контакта. Использование этого алгоритма расчета позволит выполнить ряд важных инженерных расчетов, связанных с контактным взаимодействием тел, при наличии местной пластической деформацией в зоне контакта.

Библиография

1. Биргер, И.А. Резьбовые соединения / И.А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
2. Котенева, Н.В. Упругопластический динамический контакт твердых тел: монография / Н. В. Котенева. – Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2011. – 127с.

УДК 621. 8

ИНТЕГРИРОВАННЫЕ СИЛОВЫЕ УСТАНОВКИ С АВТОМАТИЗИРОВАННЫМИ ПРИВОДАМИ: ПОТЕНЦИАЛ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ МОБИЛЬНЫХ МАШИН

Красневский Л. Г.

*Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, Беларусь, Минск
krasnevski_l@tut.by*

В числе важнейших достижений мирового автомобилестроения за последнее десятилетие – переход к интегрированным силовым установкам (ИСУ) с автоматизированными приводами, в которых двигатель внутреннего сгорания (ДВС) и входящая в состав автоматизированного привода к ведущим колесам автоматическая трансмиссия (АТ) работают под управлением объединенной мехатронной системы управления (МСУ). Как теория, так и практика первых лет эксплуатации показывают, что они располагают высоким потенциалом повышения энергоэффективности мобильных машин за счет совершенствования конструкции самой ИСУ и автоматического управления процессами ее функционирования. Анализируются пути повышения энергоэффективности, которые в конечном счете обеспечивают значительное абсолютное уменьшение потребления топлива парком машин и, дополнительно, снижение токсичности выхлопных газов.

Ключевые слова: *силовая установка с автоматизированным приводом, интегрированная система управления силовой установкой, автоматическая трансмиссия, мехатронная система управления трансмиссией.*

INTEGRATED POWER PLANTS WITH AUTOMATED DRIVES: THE POTENTIAL OF INCREASING A VEHICLE'S ENERGY EFFICIENCY

Krasnevski L. G.

*Joint Institute of Mechanical Engineering of the National Academy of Sciences of Belarus,
Minsk, Republic of Belarus, krasnevski_l@tut.by*

One of the most important achievements of world industry in the last decade is the transition to the integrated power plants with automated drives, in which the engine and the automatic transmission, that are included into the drive to the wheels, both work under control of an integrated mechatronic control system. Both theory and practice of the first year of application show that they have a high potential for increasing the vehicle's energy efficiency by improving the design of the power plant and automatic control of its functioning. Analysis of the ways to increase energy efficiency, reduce fuel consumption and, additionally, the toxicity of exhaust gases, is provided.

Key words: *power plant with automated drive, integrated power plant control system, automatic transmission, mechatronic control system of automatic transmission.*

Введение. По данным Всемирной метеорологической организации, рост загрязнения атмосферы Земли за последние 70 лет почти в 100 раз превысил темпы конца последнего ледникового периода [1]. Эксперты ООН предупреждают, что без быстрого сокращения вредных выбросов нас ожидает опасное повышение температуры атмосферы уже к концу этого столетия.

Загрязнение атмосферы в значительной степени вызвано токсичными выбросами двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Использование химической энергии сгорающего в

ДВС топлива (т.е. его КПД) не превышает 30%. Ежегодное производство автомобилей к 2015 г. достигло 90 миллионов. Эта цифра позволяет представить, какое гигантское количество загрязнений они выбрасывают в атмосферу. Поэтому в числе мероприятий по охране окружающей среды, принимаемых мировым сообществом в области транспорта, - все более жесткие международные стандарты по снижению расхода топлива и вредных выбросов.

Цель данной работы – показать потенциал автоматических трансмиссий (АТ) в выполнении нарастающих требований повышения топливной экономичности автомобилей.

О пакете новых стандартов по топливной экономичности и эмиссии парниковых газов. В 2012 г. Национальное управление безопасности движения на скоростных дорогах (NHTSA) совместно с Агентством по охране окружающей среды (EPA) США разработали пакет стандартов CAFE (Corporate Average Fuel Economy and greenhouse gas (GHG) emission standards) на средний уровень топливной экономичности и эмиссии парниковых газов легковых и легких грузовых (Light Duty) автомобилей (EPA/NHTSA 2012). Они распространяются на автомобили 2017 – 2025 модельных лет и увеличивают требования по пробегу на одном галлоне бензина с 35,4 миль в 2010 – 2016 г.г. до 54,5 миль в 2017 – 2025.

Стандарты CAFE подробно рассматриваются в работе [2], опубликованной американским издательством «THE NATIONAL ACADEMIES PRESS» в 2015 г. На рис. 1 приведены 9 кривых, устанавливающих целевые требования CAFE к топливной экономичности на каждый из 9 лет (2017 – 2025) в зависимости от универсального показателя – площади отпечатка автомобиля на дороге (произведения базы на колею – см. слева на рис. 1). Верхняя и нижняя кривые в пучке соответствуют 2025 и 2017 годам.

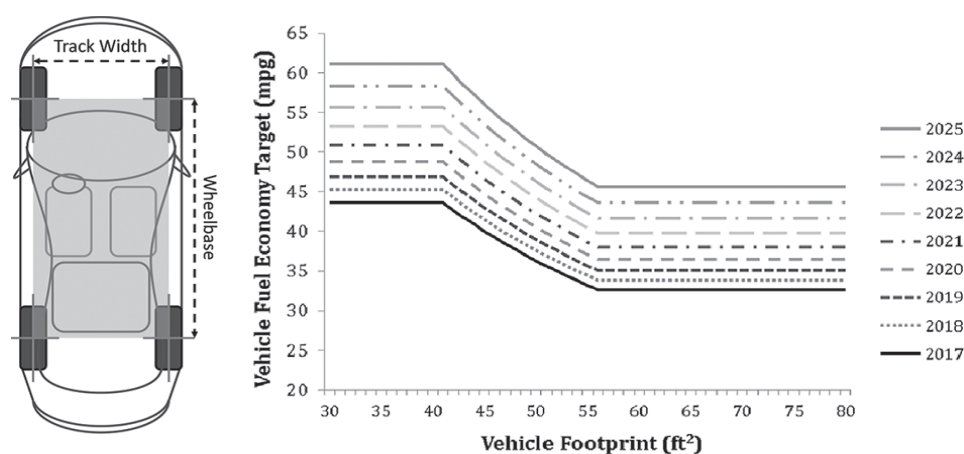


Рис. 1. Требования стандартов CAFE 2017 – 2025 к топливной экономичности легковых автомобилей [2]

Потенциал автоматических трансмиссий. В работе [2] всесторонне исследуются возможные пути повышения топливной экономичности по основным агрегатам и системам автомобиля. В числе наиболее эффективных технологий – применение АТ. Их потенциал в повышении энергоэффективности автомобилей неожиданно оказался весьма значительным, особенно при переходе на перспективные интегрированные силовые установки (ИСУ), состоящие из ДВС и АТ [3].

В связи с этим следует отметить, что общепризнанным радикальным решением проблемы снижения потребления топлива являются силовые установки на водородных топливных элементах (ТЭ). КПД процесса получения энергии в ТЭ составляет 50% - почти вдвое выше, чем при сгорании топлива в ДВС. Для применения ТЭ также необходимы специализированные АТ, включающие электропривод, который дополнительно дает возможность рекуперации кинетической энергии автомобиля при торможении. Совместное использование трех этих новых технологий (ТЭ, тяговый электропривод, рекуперация) позволяет повысить в таких гибридных силовых установках (ГСУ) КПД использования

химической энергии топлива до 75%. Однако для их массового применения необходимо создание глобальной инфраструктуры производства, хранения и доставки водорода.

Таким образом, можно утверждать, что роль АТ в повышении энергоэффективности силовых установок сегодня сопоставима с ролью самих ДВС. Ибо, наряду с повышением КПД трансмиссии, именно с ее помощью обеспечивается возможность работы ДВС с минимальным мгновенным и интегральным расходом топлива.

Самый совершенный и массовый тип АТ в настоящее время - планетарные гидромеханические трансмиссии, применение которых на легковых автомобилях США и Японии достигло 90% [3]. Именно они могут служить убедительным примером влияния АТ на энергоэффективность силовой установки. После энергетического кризиса 80-х годов прошлого века была поставлена задача создать автомобиль с расходом не более 8,5 л/100 км, что в то время казалось фантастикой. После кризиса в конструкции этих АТ был внесен ряд кардинальных усовершенствований для повышения КПД. Так, была введена блокировка гидротрансформатора, а число ступеней постепенно увеличилось с трех-четырех до пяти-шести. что само по себе оказалось весьма результативным. А в последние годы компании Мерседес (Цанрадфабрик), Тойота, Дженерал Моторс перешли на восьмиступенчатые, затем на девятиступенчатые АТ (и, конечно, с блокируемым гидротрансформатором).

Все эти меры дали значительный эффект, представление о котором дает опубликованная компанией Цанрадфабрик информация о динамике снижения расхода топлива при увеличении числа ступеней выпускаемых ею семейств АТ. Постепенный переход от трехступенчатых АТ к восьмиступенчатым дал экономию 22 %. А применение режима «старт-стоп» дало дополнительно 5%. Итого 27%. В результате по расходу топлива они уже мало уступают механическим. Этот эффект показан на рис. 2 применительно к двум АТ – типичной шестиступенчатой и восьмиступенчатой ZF 8HP45 [4]. Здесь на топографическую характеристику ДВС нанесена гипербола постоянной мощности (жирная линия), проведенная через точку минимального удельного расхода топлива (Lowest BSFC). Две стрелки сверху над гиперболой указывают на зоны работы второй и третьей ступеней шестиступенчатой АТ (очевидно, при разгоне с места), а три нижних стрелки – зоны второй, третьей и четвертой у восьмиступенчатой. Видно, что последняя значительно ближе к точке минимального расхода.

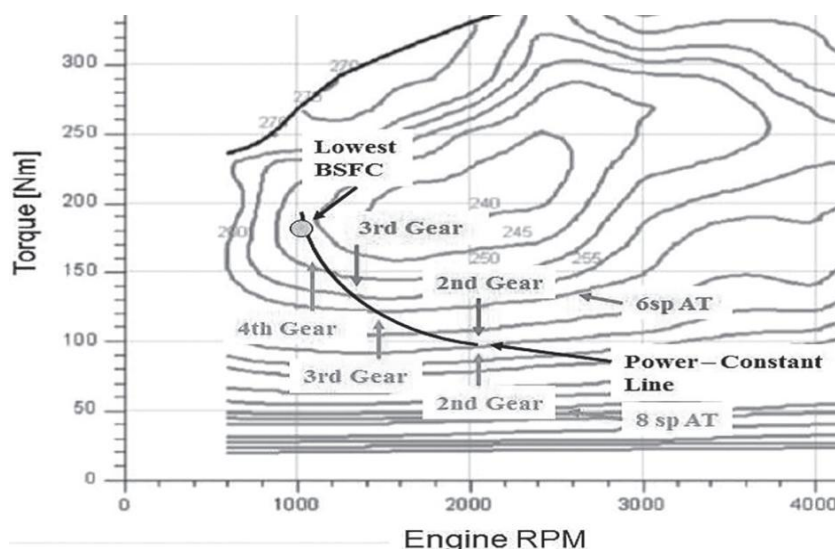


Рис. 2. Сравнение топливной экономичности шести- и восьми-ступенчатых АТ компании Цанрадфабрик [4]

Следует отметить, что в последние годы тенденция существенного увеличения числа ступеней охватила и АТ для тяжелых грузовых и специальных автомобилей. Особый интерес представляет новая модель АТ ТС10 компании Аллисон для автомобилей мощностью до 600 л.с., работающих в условиях городских и междугородних перевозок. АТ имеет 10 ступеней переднего и две заднего хода. По данным эксплуатации опытных партий, она дает экономию 5 % топлива по сравнению с обычными механическими (МТ) и с автоматизированными механическими (АМТ), то-есть, уже превосходит их по экономичности.

Неотъемлемый компонент таких АТ - гидравлическая система охлаждения, которая создает дополнительные затраты мощности. Для их исключения за последние десять лет расширяется применение на легковых и легких грузовых автомобилях АТ, не имеющих автономных систем охлаждения. Это АМТ и механические с двумя сцеплениями (ДСТ).

АМТ имеют самый высокий КПД (до 95 – 97%), что привело в последние годы к значительному увеличению их производства. Но присущий им разрыв потока мощности при переключениях ступеней отрицательно сказывается на тяговых свойствах и ограничивает применение АМТ на машинах с тяжелыми условиями эксплуатации.

ДСТ лишены указанного недостатка АМТ и по сравнению с ГМП сохраняют достаточно высокий КПД. Это привело к значительному росту их производства.

Особое место занимают трансмиссии нового типа – гибридные электромеханические (подробнее см. [5]), В общем случае это помещенные в общий картере одна - две обратимые электрические машины и дифференциальный планетарный механизм, которые образуют гибридную многопоточную многорежимную непрерывно-ступенчатую трансмиссию. Они дают экономию топлива до 30% по сравнению с классическими АТ.

В ходе реализации новых стандартов будут появляться и новые конструкции АТ. Так, Дженерал Моторс и Форд, по опубликованной информации, готовят к выпуску легковую гидромеханическую АТ с десятью-одиннадцатью ступенями. А компания Тойота уже объявила о переходе на новую глобальную архитектуру силовых установок - TNGA (Toyota New Global Architecture), в рамках которой она планирует уже к 2021 г. снизить выбросы CO₂ на 15% и более.

Заключение. Вступление в силу пакета стандартов CAFE на период до 2025 г. требует революционного изменения конструкции легковых и легких грузовых автомобилей с целью снижения потребления ими топлива чуть ли не наполовину, Это сложнейшая глобальная задача, которая затронет весь мир, так как американский рынок – важнейший для всех ведущих компаний. Важность использования высокого потенциала АТ в решении рассматриваемых задач представляется бесспорной.

Библиография

1. Концентрация CO₂ в атмосфере выросла до максимума за последние 800 тысяч лет [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://news.tut.by/world/566803.html>. — Дата доступа: 30.10.2017.
2. Cost, Effectiveness and Deployment of Fuel Economy Technologies for Light-Duty Vehicles // The National Academies Press. – 2015. – 612 p.
3. Красневский Л.Г. Энергоэффективность силовых установок: потенциал автоматических трансмиссий для выполнения новых международных требований // Механика машин, механизмов и материалов. – 2017. – № 4. – С. 13–22.
4. Dick, A., J. Greiner, A. Locher, and F. Jauch. Optimization Potential for a State of the Art 8-Speed AT. SAE 2013-01-1272.
5. Красневский Л.Г. Состояние и перспективы развития автоматических трансмиссий мобильных машин // Актуальные вопросы машиноведения: сб. науч. тр. – 2012. – Вып. 1. – С. 115–121.

УДК 534.1

ОБ АНАЛИЗЕ ВИБРАЦИОННЫХ ПОЛЕЙ В МАШИННЫХ КОНСТРУКЦИЯХ

Крупенин В.Л.

ИМАШ РАН, Россия, Москва

Московский политехнический университет, Россия, Москва, krupeninster@gmail.com

Рассмотрены некоторые динамические модели, учитывающие соударения элементов конструкций. Эти модели позволяют проводить анализ широкополосных вибрационных полей, устанавливающихся в машинных конструкциях и функционирующих в условиях действия различных возбуждающих факторов. Приведены примеры.

Ключевые слова: математическое моделирование, виброударные системы, сильно нелинейные сплошные среды.

ABOUT THE ANALYSIS OF VIBRATION FIELDS IN MACHINE DESIGNS

Krupenin V.L.

IMASH RAN, Russia, Moscow

MPU, Russia, Moscow, krupeninster@gmail.com

Some dynamic models that take into account collisions of structural elements are considered. These models allow analyzing broadband vibration fields installed in machine structures and operating under the conditions of various exciting factors. Examples are given.

Key words: Mathematical modeling, vibro-impact systems, highly nonlinear continuous media..

Введение

Вибрационные поля, формирующиеся в машинах и устройствах в процессе деятельности, во многом определяются собственными структурами систем, а также свойствами используемых материалов, соединений элементов конструкций, применяемых креплений и т.п. Для ряда значимых объектов наиболее важным факторами, определяющими вид и свойства этих полей, оказываются виброударные процессы, возникающие ввиду наличия практически в каждом устройстве или машине большого числа ударных пар, существующих либо ввиду специфики технологического процесса и конструктивных особенностей, либо неизбежно появляющихся вследствие каких-либо, возможно, случайных причин.

Структура виброполей определяется двумя обстоятельствами. С одной стороны, машинные конструкции, включая амортизированное оборудование, оказываются виброводами, поскольку по ним распространяются различного рода волны, характерные для упругих и вязкоупругих сред, а с другой – виброгенераторами, поскольку, проходя через ударные пары и другие элементы конструкций, действующая вибрация, в результате многократных взаимодействий, как раз и формирует глобальные вибрационные поля [1, 2].

Рассмотрим некоторые методы их математического моделирования. Первый основан на использовании моделей сплошных сред со сложной структурой [1]. предполагается, что концентрация ударных пар велика и они «размазаны» по некоему объёму. Второй метод основан на учете конкретного каждого включения ударной пары [3]. Он позволяет более подробно описать локальные свойства виброполей.

Модели со сложной структурой

Для описания модели общего вида, предположим, что существует некоторая вязкоупругая среда, которую будем именовать несущей и описывать полем перемещений $w(x,t)$; $w \in \mathbf{R}^3$; $x \in \mathbf{Z} \subset \mathbf{R}^3$; $t \in \mathbf{R}$. Пусть среда подчиняется уравнению Ламе с дополнительными членами [2].

$$(\lambda + \mu) \operatorname{grad} \operatorname{div} w + \mu \Delta w = \rho w_{tt} - B[w] - f. \quad (1)$$

Здесь ρ – плотность, λ, μ – параметры Ламе, характеризующие упругие свойства среды, Z – область изменения векторной координаты; Δ – оператор Лапласа; $B[\dots]$ – оператор, отвечающий диссипативным потерям. Предполагается, что внешние силы $f = f_1 + f_0$, где f_1 – заданная сила, а f_0 – воздействие присоединенных объектов, содержащих ударные элементы.

К уравнению (1) должны быть поставлены граничные условия. Присоединённое оборудование – упруго амортизировано:

$$f_0(x, t) = -c_1(x)[w(x, t) - u_1^{(I)}(x, t)] - c_2(x)[w(x, t) - u_1^{(II)}(x, t)]. \quad (2)$$

Здесь предполагается, что с любой точкой области Z упруго соединена ударная пара, состоящая из контактирующих линейных подсистем $A^{(I)}(x)$ и $A^{(II)}(x)$, каждая из которых отвечает наборам перемещений $u_j^{(I, II)}(x, t); j=1, 2, \dots, N$.

Предположение об одинаковом числе степеней свободы обеих подсистем, очевидно, сделано для удобства: ненужные степени свободы могут считаться зафиксированными. В соотношении (2) $u_1^{(I, II)}(x, t)$ – точки присоединения подсистем; точки контакта будем обозначать $y_n^{(I, II)}(x, t), n \leq N$. Подсистемы $A^{(I, II)}(x)$ описываются семействами распределенных динамических податливостей: $L_{qk}^{(I, II)}(x; i\omega)$; индексы q и k изменяются от 1 до N ; $i\omega = \partial/\partial t$.

Считается, что все соударения – одномерные, прямые, центральные. Пусть $u^0 = u_n^{(II)} - u_n^{(I)}$ – относительное сближение точек контакта. Сила удара $\Phi_1(y^0, y_t^0) = \lambda \Phi(y^0) + \Phi_2(y^0, y_t^0)$; $\lambda \gg 1$ – большой параметр [3]. Здесь первый член в правой части определяет её упругую составляющую, второй – диссипативную. Функция Φ_1 и определяет гипотезу, вообще говоря, немгновенного удара. При $\lambda \rightarrow \infty$ сила удара записывается через дельта-функции Дирака, а модель удара переходит в ньютоновскую.

Для точек подвеса и взаимодействия имеем операторные уравнения:

$$u_1^{(I, II)} = L_{11}^{(I, II)}(i\omega)c_{1,2}(x)w \pm L_{n1}^{(I, II)}(i\omega)\Phi_1(u^0, u_t^0) + g_1^{(I, II)}, \quad (3)$$

$$u_1^{(I, II)} = L_{nn}^{(I, II)}(i\omega)c_{1,2}(x)w \pm L_{nn}^{(I, II)}(p)\Phi_1(u^0, u_t^0) + g_n^{(I, II)}, \quad (4)$$

При этом для $A^{(I)}$ в уравнениях (3) и (4) берётся знак "+"; для $A^{(II)}$ – знак "-". В эти соотношения вносятся силы $g_{n,1}^{(I, II)}$, описывающие дополнительные внешние воздействия.

Особенности взаимодействия несущей и присоединенной частей формируют глобальное виброполе. В то же время использование моделей такого типа приводит к потере информации об особенностях поведения элементов системы, а также об эффектах, которые проявляются только при обращении к дискретным моделям.

Приведём примеры. На рис. 1, а показана одномерная дискретная модель системы с регулярной структурой. Несущая часть – цепочка, к каждому образующему телу которой присоединена ударная пара – массивная полость с ударником. На рис.1, б показана схема модели подобной системы после континуализации (модель оснащённого стержня) в случае, когда с каждой точкой продольно колеблющегося стержня упруго связаны две соударяющиеся подсистемы общего вида (см. выше). Модели, приводящие к системе (1)-(4) анализировались при помощи частотно-временных методов анализа виброударных процессов при разных типах несущих и присоединенных частей, а также разных гипотезах удара. Рассмотренные сейчас объекты относятся к классу моделей сильно нелинейных сплошных сред со сложной структурой. Рассмотрим их некоторые свойства.

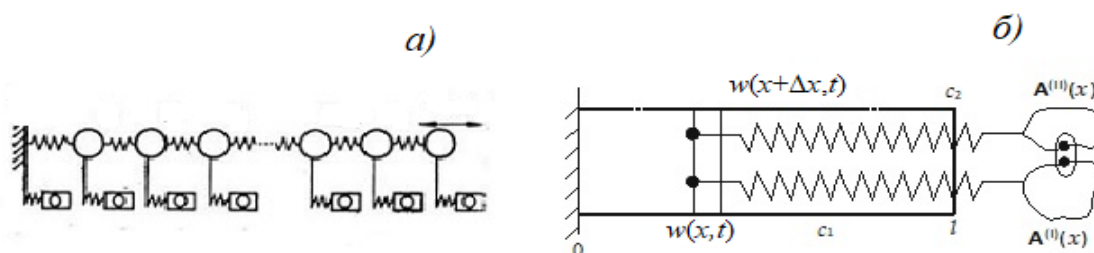


Рис.1.

Результаты анализа

В настоящее время наиболее хорошо изучены модели вибропроводящих/виброгенерирующих одномерных сред со сложной структурой. Имеется, впрочем, и ряд конкретных результатов и для случаев многомерных сред (двумерных и трёхмерных). Указанные результаты сводятся, в основном к следующему.

При прохождении синусоидальной периодической вибрации через сильно нелинейные вибропроводящие/виброгенерирующие среды, она преобразуется в широкополосный виброударный процесс, обладающий представительным спектром значимых гармоник и частотами, отвечающими основному тону, а также частотам субгармонических, ультрагармонических и комбинационных резонансных режимов. Наряду с такими процессами, возникают условия, приводящие к стохастизации вибрации, а также, при определённых условиях, к появлению почти периодического виброударного процесса [4].

В вибровводе образуются зоны пространственной локализации интенсивных резонансных режимов, обладающих характерными свойствами: затягивание по частоте, затягивание по амплитуде, «внезапный» срыв, явление жёсткого запуска и др. [3, 5]).

Расположение этих зон определяется, во-первых, собственными свойствами вибровводов и структурой спектров собственных частот линейных частей систем. Основной тон колебаний является доминирующим. Данные зоны оказываются зонами «прозрачности» для основного тона колебаний. В точках, находящихся вне указанных зон, действующая вибрация источника воспринимается как высокочастотные осцилляции, относительно малой интенсивности. Данные точки образуют зоны «запрета» для вибрации с основной частотой. В зонах первого типа упруго связанные системы, как правило, моделирующие какое-либо амортизированное оборудование и содержащие соударяющиеся элементы, действуют на глобальное виброполе, как «усилители» основного тона, в зонах второго типа – как динамические (в данном случае - ударные) гасители колебаний. Описываемые зоны получили название динамических.

Зоны локализации интенсивных соударений второго типа возникают вследствие влияния диссипативных факторов в тех или иных элементах конструкции виброввода. Эти зоны называют диссипативными. Они появляются вследствие срыва резонансных виброударных процессов в результате действия демпфирующих факторов. Результирующая структура глобального виброполя определяется как общая часть динамических и диссипативных зон.

Модели с простой структурой

Свойства виброполей, формирующихся в результате прохождения вибрации через изолированные ударные пары изучаются, например, в одномерном случае при помощи моделей, показанных на рис. 2 и аналогичных. На рис.2, а показана модель продольно колеблющегося стержня с включением в виде так называемого ударного осциллятора. На рис.2, б взята струнная вибропроводящая системы с двумя изолированными осцилляторами. Синусоидальная волна, распространяющаяся в такой вибропроводящей среде, преобразуется в полигармоническую. Уравнение, определяющее указанную волну $w(x, t)$ имеет структуру:

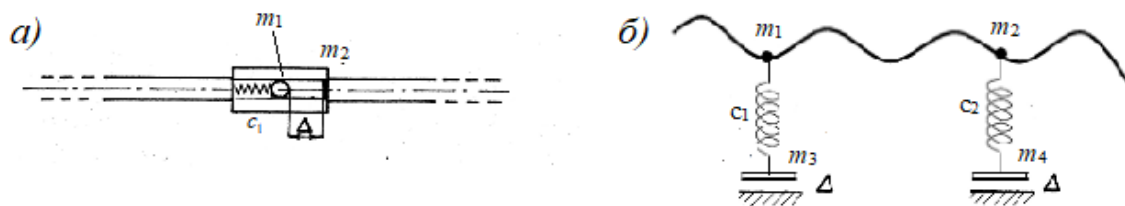


Рис. 2.

$$w(x,t) = L(i\omega, y, x) [f(y,t) - \sum \Phi_q \delta(y - x_q)], \quad (5)$$

где $L(i\omega, y, x)$ - динамическая податливость распределённой системы; f - внешние нагрузки; силы удара, сосредоточенные в точках $\{x_q\}$; суммирование ведётся по всем включённым изолированным ударным парам. Для системы рис.2, а сила удара зависит от относительной координаты и сюда должно быть добавлено уравнение движения ударного осциллятора.

Уравнение (5) выписывается для каждой конкретной системы и анализируется методами частотного или частотно-временного анализа [3, 5] и численно. Для системы рис.2, а найдены условия существования различных типов движения. Показано, что при определённых значениях конструктивных параметров, в проходящей волне может быть подавлен основной тон колебаний. Интересное явление было обнаружено при анализе системы типа показанной на рис.2, б волна при выполнении некоторых ограничений на значения масс, упругостей, зазоров и расположение включений волна может свободно распространяться только в одном направлении – явление «волнового диода».

Заключение

Подходы и методы нелинейной теории сплошных сред простой и сложной структуры, а также теории виброударных систем позволяют получить модели описания глобальных виброполей для многих типов машинных конструкций, в которых возникают соударения. Такие виброполя характеризуются большим разнообразием проявляющихся динамических явлений.

Библиография

1. Веприк А.М., Вознюк А.Д., Крупенин В.Л., Чирков И.М. Широкополосные виброударные генераторы механических колебаний. Л.: Машиностроение, 1987. – 76 с.
2. Крупенин В.Л. Об описании сильно нелинейных вибропроводящих и виброгенерирующих сред // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2016. – № 4. – С. 9–19.
3. Бабицкий В.И., Крупенин В.Л. Колебания в сильно нелинейных системах. М.: Наука, 1985. – 384 с.
4. Бурд В.Ш., Крупенин В.Л. Усреднение в квазиконсервативных системах. М.: Белый Ветер, 2016. – 172 с.
5. Асташев В.К., Крупенин В.Л. Нелинейная динамика ультразвуковых технологических процессов. М.: МГУП им. Ивана Федорова, 2016. – 372 с.

УДК 622-1/-9

МЕТОДЫ СНИЖЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК ТЯГОВЫХ МЕХАНИЗМОВ ЭКСКАВАТОРОВ

Кузнецов Н.К.^{*}, Иов И.А.^{**}, Иов А.А.^{**}

^{*}Иркутский национальный исследовательский технический университет,
Россия, Иркутск, knik@istu.edu

^{**}ООО «Слси-Джи Эйч», Москва, iovivan@rambltr.ru

В докладе, на примере шагающего экскаватора ЭШ 20.90, приведены результаты исследования эффективности активных и пассивных методов снижения динамических нагрузок тягового механизма на основе использования демпфирующих устройств, жестких и гибких обратных связей по нагрузке в упругом элементе и алгоритмов управления движением электропривода, синтезированных путем решения обратной задачи динамики по заданному виду желаемого движения.

Ключевые слова: механизм тяги, динамические нагрузки, демпфирующие устройства, обратные связи

METHODS OF REDUCING DYNAMIC LOADS OF TRACTION MECHANISMS OF EXCAVATORS

Kuznetsov N.K.^{*}, Iov I.A.^{**}, Iov A.A.^{**}

^{*}Irkutsk National Research Technical University, Russia, Irkutsk, knik@istu.edu

^{**}«SLC-JH» Ltd., Russia, Moscow, iovivan@rambler.ru

In the article, using the walking excavator ESh 20.90, the results of study of the efficiency of active and passive methods of reducing dynamic loads of the traction mechanism are presented on the basis of the use of damping devices, rigid and flexible feedbacks on the load in the elastic element and algorithms of controlling the motion of the electric drive synthesized by solving inverse problem dynamics according to a given type of desired movement.

Key words: traction mechanism, dynamic loads, damping devices, feedbacks

Введение

Актуальной проблемой создания горных машин (шагающие и роторные стреловые экскаваторы, карьерные мехлопаты, шахтные подъемные установки и т. д.) является проблема снижения динамических нагрузок в переходных режимах работы [1–3]. В докладе, на примере шагающего экскаватора ЭШ 20.90, приведены результаты исследования эффективности активных и пассивных методов снижения динамических нагрузок тягового механизма на основе использования демпфирующих устройств, жестких и гибких обратных связей по нагрузке в упругом элементе.

Объект, методы и результаты исследований

Для уменьшения динамических нагрузок находят применение специальные демпфирующие устройства, устанавливаемые в реактивной ветви тягового каната механизма копания [4]. Недостатком предложенной системы демпфирования колебаний является усложнение конструкции механизма копания за счет перехода от двухбарабанного варианта лебедки к однобарабанному и необходимости введения уравнительного блока, располагающегося в рабочей зоне копания, что может привести к его повреждению элементами породы и преждевременному износу каната. Для устранения упругих колебаний рабочего органа в работе [5] предложено использовать демпфирующее устройство, установленное в ходовой части тягового каната, под его струной, между барабаном и

направляющим блоком, свободного от этого недостатка. Проведено численное моделирование динамики механизма тяги с этим устройством, которое показало его эффективность только для расчетных условий нагружения, изменение которых приводило к ее снижению.

В настоящее время все большее применение получает активный способ снижения динамических нагрузок и гашения упругих колебаний, основанный на использовании обратных связей по нагрузке в упругом элементе, вводимых в систему управления электроприводом [6,7]. Для исследования влияния жестких и гибких обратных связей по нагрузке на динамические характеристики тягового механизма была получена динамическая модель механической части механизма тяги экскаватора ЭШ 20.90, кинематическая схема которого показана на рис. 1,а. На этой схеме приняты следующие обозначения: M – электродвигатели МПЭ-1000/600; 1 – моторная вал-шестерня; 2 – шевронное колесо; 3 – промежуточные вал-шестерни; 4 – зубчатые колеса второй ступени редуктора; 5 – барабан; 6 – ковш. Движение от барабанов к ковшу передается посредством каната, направляющих и наводящих блоков. Управление движением осуществляется с помощью электропривода со стандартной двухконтурной системой подчиненного регулирования: тиристорный преобразователь – двигатель (ТП-Д). Электропривод формирует экскаваторную механическую характеристику, обеспечивающую ограничение ускорения при пуске и момента двигателя.

Показано, что при определенных допущениях расчетная схема механизма тяги может быть представлена в виде двухмассовой механической системы, приведенной на рис. 1, б.

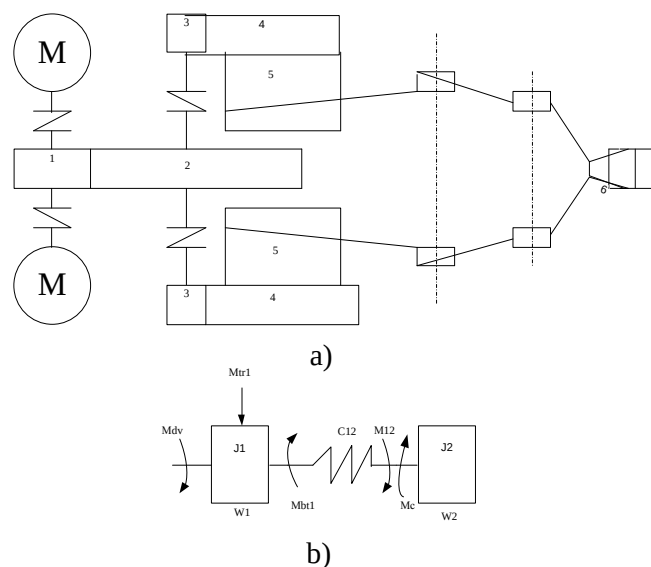


Рис. 1. Кинематическая и расчетная схемы механизма тяги экскаватора ЭШ 20.90

В расчетной схеме использованы следующие обозначения: J_1 – приведенный к валу двигателей момент инерции двух якорей двигателей, вала-шестерни 1, шевронного колеса 2 и 2-х валов-шестерней 3, колес 4 и барабанов 5; J_2 – момент инерции ковша, наполненного породой; M_{dv} – приведенный движущий момент двигателей; M_{tr1} – момент внутреннего трения в редукторе; M_{bt1} – момент вязкого трения в упругом элементе; M_{12} – момент, передаваемый через упругий элемент; M_c – момент, создаваемый нагрузкой на ковше; C_{12} – жесткость каната; ω_1 , ω_2 – угловые скорости.

С учетом ограничений, накладываемых на электропривод и обозначений, приведенных в работе [8], получена система дифференциальных уравнений движения двухмассовой электромеханической системы механизма тяги:

$$\begin{cases} U_{SR} = (U_{ref} - K_{SS} \cdot \omega_1) \cdot K_{SR}; U_{SR} \leq U_{lim} = (K_1 - K_{SS} \cdot \omega_1) \cdot (\cos \alpha / \sin \alpha) + K_2; \\ U_{CR} = \frac{(U_{SR} - (K_{CS} \cdot I_a))(T_a s + 1)}{T_{CR} s}; E_p = \frac{U_{CR} \cdot K_b}{T_b s + 1}; E_{dv} = C_e \cdot \omega_1; \\ I_a = \frac{E_p - E_{dv}}{T_a s + 1} K_a; M_{dv} = C_e \cdot I_a; J_1 s \omega_1 = M_{dv} - M_{12} - M_{bt1} - M_{tr1}; \\ J_2 s \omega_2 = M_{12} - M_c + M_{bt1}; M_{12} = \frac{c_{12}}{s} (\omega_1 - \omega_2); M_{bt1} = b_1 (\omega_1 - \omega_2); M_{tr1} = a_1 \cdot \omega_1. \end{cases} \quad (1)$$

Структурная схема, построенная на основе уравнений (1) в среде визуального моделирования *Matlab Simulink*, показана на рис. 3.

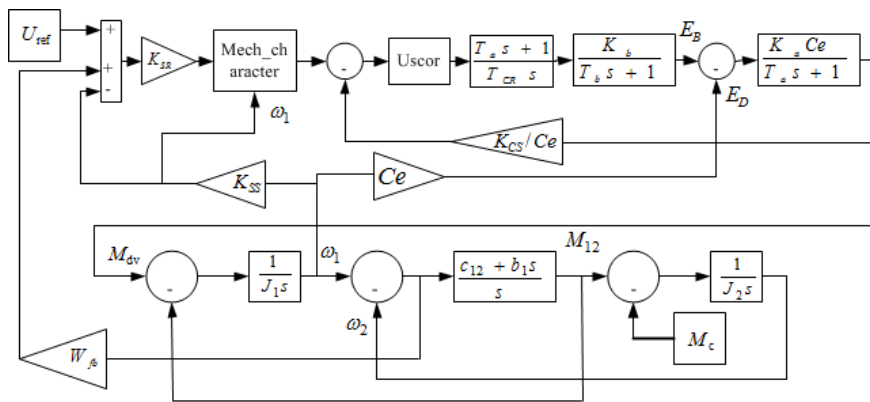


Рис. 2. Структурная схема электромеханической системы привода тяги

Выбор структуры обратных связей по нагрузке производился на основе частотного анализа передаточных функций путем получения амплитудно-частотной характеристики с заданным коэффициентом демпфирования колебаний. Обратные связи по нагрузке вводились в регулятор скорости, тем самым осуществлялась параллельная коррекция по нагрузке в контуре скорости и сохранялся принцип токового ограничения электропривода.

Численное моделирование электромеханической системы на основе уравнений (1) в среде *Matlab Simulink* показало, что обратные связи по нагрузке хотя и позволяют ограничить амплитуды упругих колебаний, однако степень затухания колебаний уменьшается по сравнению со стандартной системой управления электроприводом, что приводит к снижению производительности механизма тяги за счет увеличения времени переходных процессов.

В этой связи определенный интерес представляет использование предложенного в работе [9] метода синтеза систем автоматического управления движением, основанного на использовании концепции обратных задач динамики, как задач определения управляющих воздействий по заданному виду программных движений.

Для двухмассовой динамической модели механизма тяги экскаватора был найден закон изменения движущего момента, обеспечивающий минимальные колебания упругого момента в канате, а, следовательно и скорости рабочего органа при экспоненциальном законе изменения характера упругих колебаний

$$\Delta \varphi = C_1 e^{\lambda_1 t} + C_2 e^{\lambda_2 t}, \quad (2)$$

где C_1, C_2 – постоянные интегрирования; λ_1 и λ_2 – различные действительные или комплексно-сопряженные числа, такие, что $\operatorname{Re} \lambda_i < 0$.

Для реализации системы управления, синтезированного на основе выражения (2), в структурной схеме, приведенной на рис. 2, были выполнены необходимые структурные преобразования и получена передаточная функция звена обратной связи в виде

$$W_{fb} = \frac{K_V k_1 s^3 + (K_A k_1 + k_2 K_V) s^2 + (K_A k_2 + K_V k_3) s + K_A k_3}{T_a k_b k_a C_e k_{sr} s^2 + k_b k_a C_e k_{sr} s}, \quad (3)$$

где $k_1 = T_b T_{CR} + T_a T_{CR}$; $k_2 = k_b k_a k_{cs} T_a + T_{CR}$; $k_3 = k_b k_a k_{cs}$; k_{sr} – коэффициент регулятора скорости; k_{cs} – коэффициент датчика тока; k_a – коэффициент усиления якорной цепи; k_b – коэффициент усиления преобразователя; T_a – постоянная времени якорной цепи; T_{CR} – постоянная времени регулятора тока; T_b – постоянная времени преобразователя; C_e – конструктивная постоянная двигателя.

С целью проверки работоспособности обратной связи (3) было проведено численное моделирование электромеханической системы механизма тяги, которое показало его высокую эффективность.

Заключение

Проведенные исследования показали, что применение предлагаемых активных и пассивных методов позволяет снизить уровень упругих колебаний и динамические нагрузки в копающем механизме экскаватора, что позволит повысить производительность, долговечность и надежность работы экскаваторов.

Библиография

1. Степанов А.Г., Корняков М.В. Динамика машин: монография. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2014. – 412 с.
2. Lipsett M. G. Methods for Assessing Dynamic Performance of Shovels // Department of Mechanical Engineering, University of Alberta, Edmonton, 2009. – 9 p.
3. Kong W. K., Liu J. X., Ma M. H. Research on dynamic characteristics of implement mechanism of mining excavator // Applied Mechanics and Materials, 2012. – Vols. 229-231. – Pp. 512-516.
4. Соловьев С. В., Кузиев Д. А. Зависимость динамики рабочего процесса карьерного драглайна от упруго-демпфирующих параметров его тягового механизма // Уголь. – 2014. – № 2. – С. 60-62.
5. Kuznetsov N..K., Makhno D.E., Iov, I.A. Damping elastic oscillations of digging mechanism // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. – 2017. – Vol. 87(2), 022011. – P. 6.
6. Валиев Р.М., Попельнюхов В.И., Фащиленко В.Н. Анализ демпфирующих свойств экскаваторных электроприводов при управляющем воздействии // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2006. – № 9. – С. 334-338.
7. G. Ya. Pyatibratov G.Ya. Conditions of optimization and efficiency of damping of oscillations of elastic mechanisms by an electric drive // Russian Electrical Engineering. – 2015. – Vol. 86. – Pp. 373–378.
8. Кузнецов Н.К., Иов И.А., Иов А.А. Разработка электромеханической модели механизма тяги шагающего экскаватора // Вестн. Иркут. гос.техн. ун-та. – 2017. – № 11. – С. 53–66.
9. Кузнецов Н.К. Динамика управляемых машин с дополнительными связями: монография. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2009. – 288 с.

УДК 677.67.05

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОГО ЧУГУНА ТВЕРДЫМ СПЛАВОМ НОВОГО ВИДА

Лыгденов Б.Д.¹, Баасансурэн Б.², Оюунбат Г.², Бутуханов В.А.³

¹Уханьский текстильный университет, Китай, Ухань

³Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления,
Россия, Улан-Удэ

²Монгольский национальный университет, Монголия, Улан-Батор
lygdenov59@mail.ru, baaska@erdenetmc.mn

Вопрос улучшения использования режущего инструмента, как основного средства технологического процесса металлообрабатывающего и машиностроительной промышленности, продления его срока эксплуатации, уменьшения износа и увеличения период стойкости является частью вопроса для повышения производительности, эффективности и совершенствования технологии металлообработки.

В практике металлообработки высокоразвитых стран широко используется инструмент с покрывным материалом. 60-90% всех производимых твердых сплавов и 70% быстрорежущих сталей выпускаются с износостойким покрытием. Быстрорежущие стали, твердый сплав, керамические режущие пластины покрываются пластинами с толщиной 2-10 мм, что повышает свойство инструмента, изменяет его работоспособность. При этом температура резания и давление на поверхность резания снижаются на 20-40%, стойкость режущего инструмента повышается в 2 раза. Увеличивается и скорость резки – на 20-60%. Высокие показатели получают относительно шероховатости поверхности резания.

Ключевые слова: режущий инструмент, твердый сплав, режим резания

OPTIMIZATION OF CUTTING MODES OF A WEAR-RESISTANT IRON WITH A SOLID ALLOY OF A NEW KIND

Lygdenov B.D.¹, Baasansuren B.², Oyunbat G.², Butukhanov V.A.³

¹Uhansky Textile University, China, Wuhan

³East-Siberian State University of Technology and Management, Russia, Ulan-Ude

²Mongol National University, Mongolia, Ulaanbaatar
lygdenov59@mail.ru, baaska@erdenetmc.mn

The issue of improving the use of the cutting tool as the main tool for the technological process of the metalworking and machine building industry, prolonging its service life, reducing wear and increasing the durability period is part of the issue to improve the productivity, efficiency and improvement of the metalworking technology.

In the practice of metalworking of highly developed countries, a tool with a coating material is widely used. 60-90% of all produced hard alloys and 70% of high-speed steels are produced with wear-resistant coating. High-speed steels, hard alloy, ceramic cutting plates are covered with plates with a thickness of 2-10 mm, which increases the tool's quality, changes its performance. The cutting temperature and pressure on the cutting surface are reduced by 20-40%, the resistance of the cutting tool is increased by 2 times. The speed of cutting is also increased by 20-60%. High values are obtained with respect to the surface roughness of the cutting surface.

Key words: cutting tool, hard alloy, cutting mode

Введение

В РФ с созданием Ассоциации производителей твердых сплавов, объединяющей 38 заводов, возродилось отраслевое производство, удалось увеличить объем производства твердых сплавов с 500 кг в месяц до почти 8-10 тонн и планируется в ближайшие годы увеличить до 15-20 тонн. Несмотря на нормализацию производства и увеличение объемов, наблюдается тенденция, что в зависимости от материала произведенных инструментов цена на продукцию будет увеличиваться.

Металлообрабатывающая отрасль Монголии на 100% импортирует режущие инструменты, необходимых для нужд страны. Это является одним из важных вопросов, для улучшения использования режущего инструмента, эффективного его расходования. Важной задачей является изучение и внедрение современных тенденций развития технологии по переработке и использованию использованного твердого сплава, так называемых отходов после металлообработки. В настоящее время 70% используемых инструментов составляет напайваемые твердосплавные пластины, 20-25%-сменные многогранные неперетачиваемые пластины, а остальная часть производится с цельной конструкцией. Однако данный показатель постоянно изменяется, уменьшается доля напайваемых твердосплавных пластин, растет удельный вес сменных многогранных неперетачиваемых пластин.

Конечно сменные многогранные неперетачиваемые пластины имеют большое преимущество, так как можно использовать твердосплавные пластины с минимальными размерами, в которых полностью используются твердые сплавы, изготавливаемых ценным и редким материалом.

А по виду механической обработки, твердосплавные инструменты используются в процессе токарной обработки – 60%, в фрезерном процессе – 20-30%, в сверлении и нарезании резьбы – 10% соответственно.

Вышеупомянутые показатели твердосплавных и других инструментов и статистические показатели конструкции неоптимальны в нашей стране. Вопрос продления сроков эксплуатации, уменьшения износа, увеличение период стойкости, повышения производительности, эффективности и совершенствования технологии металлообработки необходимая задача.

Сравнительное изучение сплава ВК и UC5005, UC 5015

На РМЗ предприятия Эрдэнэт и в других металлообрабатывающих заводах страны, все марки чугуна обрабатывают твердым сплавом ВК4, ВК6, ВК8. Чугунные заготовки в большинстве случаев изготавливают литьем, поэтому поверхность неровная, имеет большую шероховатость поверхностей, что создает вибрацию и нагрузку удара при процессе резания. Это становится основанием для выбора сплава типа ВК с хорошей износостойкостью и нагрузкой удара, по сравнению с материалом других инструментов.

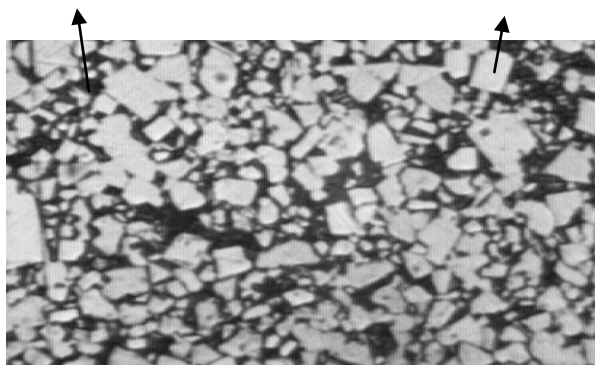


Рис. 1. Микроструктура сплава ВК6

Сплав ВК6 получают методом порошковой металлургии и методом соединения заполняющего материала-вольфрамовый карбид с соединителем-кобальтом. 1. вольфрамовый карбид, 2. кобальт

Таблица 1. Физико-механические свойства твердого сплава Вольфрамкобальт /ВК/

Сплав	Состав сплава, %			Показатели физико-механических свойств		
	WC	TaC	Co	Допустимое напряжение сгибания	Плотность	HRA,
ВК3	97	-	3	1176	15,0-15,3	89,5
ВК3-М	97	-	3	1176	15,0-15,3	91,0
ВК4	96	-	4	1519	14,9-15,2	89,5
ВК6	94	-	6	1519	14,6-15,0	88,5
ВК6-М	94	-	6	1421	14,8-15,1	90,0
ВК6-ОМ	92	2	6	1274	14,7-15,0	90,5
ВК8	92	-	8	1666	14,4-14,8	87,5
ВК10	90	-	10	1764	14,2-14,6	87,0
ВК10-М	90	-	10	1617	14,3-14,6	88,0
ВК10-ОМ	88	2	10	1470	14,3-14,6	88,5

По стандарту ISO, металлообрабатывающие инструменты подразделяются на 5 групп и оптимальным решением будет обработка износостойкого чугуна материалом инструмента типа К.

Взаимозависимость между твердым сплавом Вольфрамкобальт и режущим инструментом типа К

Таблица 2

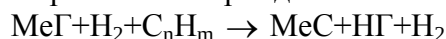
ГОСТ	ISO	Материал заготовки для резания
ВК3, ВК3-М, МС301	K01	Серый чугун, алюминиевый сплав с высоким содержанием кремния, закаленная сталь
ВК6-ОМ, ВК6-М, МС306	K05	Легированный чугун, износостойкий, высокопрочный, теплостойкая сталь и чугун
ТТ8К6, ВК6-М	K10	Серый чугун, ковкий чугун, закаленная сталь, алюминиевый и медный сплав
МС312, МС313	K20	Серый чугун, цветные металлы, дерево, пластмасса
ВК4, ВК5, Т8К7, МС318, МС321	K30	Серый чугун, низкотвердые металлы, упрочненная сталь, сплавы цветного металла
ВК4, ВК8, ВК15, МС347	K40	Сплав цветного металла, дерево, пластмасса

Самым распространенным методом по установке износостойкого покрытия в режущем инструменте, является покрытие нанесенная химическим или физическим методом.

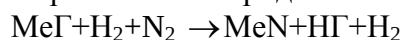
Основной идеей покрытия химическим методом CVD, состоит в выдержки инструмента в двояной газовой среде, в котором происходит образование покрытия на поверхности инструмента. Первичный продукт, газобразный галогенид образует износостойкое покрытие путем взаимного действия в среде нескольких смесей водорода, аммиака и углерода. Химико-термическое действие галогения происходит при температуре $T=1000-1100^{\circ}\text{C}$. В

результате химического воздействия образуются следующие виды карбидов, нитридов и оксидов.

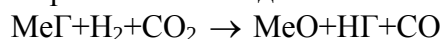
Образование карбида



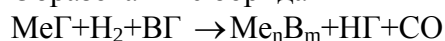
Образование нитрида



Образование оксида



Образование борида



Здесь Ме-металл, Г-галоген

Слой покрытия происходит в температуре 1000⁰С и используется только в режущем инструменте с твердосплавным и керамическим острием. Самым широкоиспользуемым покрытием в твердом сплаве является карбид титана, нитрид и карбо-нитрид, оксид алюминия.

Соответствие твердого сплава с покрытием из России с твердыми сплавами других стран показаны в таблице 3.

Таблица 3

Твердый сплав	Состав	Сфера применения
T5K10	TiC-TiCN-TiN	P20-P30
TT7K12	TiC-TiCN-TiN	P15-P40
BK6	TiC-TiCN-TiN	K10-K30
ТТК	TiC-Al ₂ O ₃	P01-P25, M05-M20, K01-K30

Исследования показывают, что твердые сплавы с покрытием UC5005, UC5015 по сравнению со сплавами типа ВК имеют одинаковую твердость основного слоя, однако по прочности выше.

Слой покрытия, нанесенного на поверхность имеет следующие свойства:

- Уменьшается трение и уменьшается образование нароста на внутренней поверхности,
- Уменьшается передача тепла, что и предохраняет от износа обработанную поверхность,
- Увеличивается твердость, что придает дополнительную износостойкость обработанной поверхности. Создаются возможность обработки с высокой скоростью.

Таблица 4. Физико-механические свойства нового типа твердого сплава

Твердый сплав	Основной слой			Слой для покрытия поверхности	
	Твердость	GPa	Поверхность	Состав	Объем покрытия
UC5005	91.8	2.2		TiCN-Al ₂ O ₃ -TiN	Толстый
UC5015	91.0	2.2		TiCN-Al ₂ O ₃ -Ti	Толстый
UE6005	91.0	1.8	Жесткий	TiCN-Al ₂ O ₃ -TiN	Толстый
F5010	91.8	2.2		TiCN-Al ₂ O ₃ -TiN	Тонкий
F7030	88.8	2.8		TiCN-Al ₂ O ₃ -TiN	Тонкий

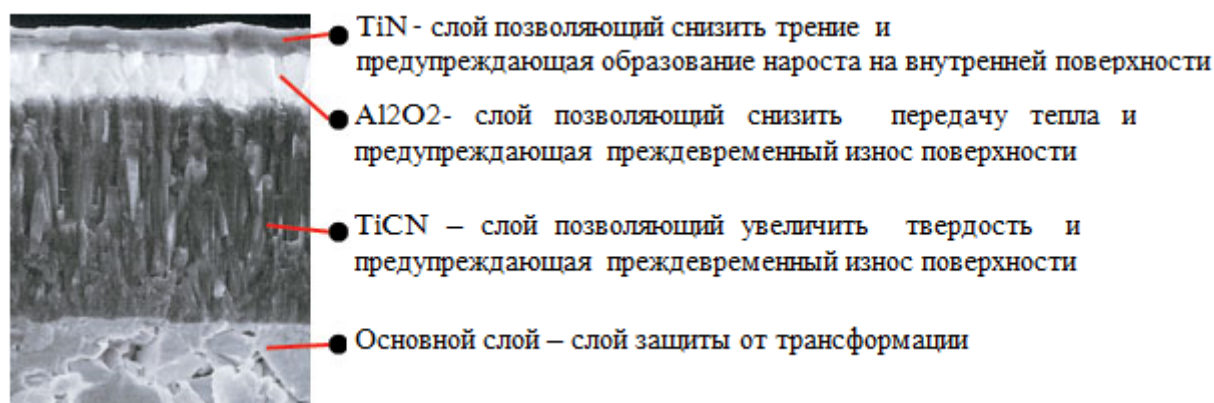


Рис. 2. Микроструктура твердого сплава марк UC5015

Существует множество карбидного, нитридного и оксидного покрытия состоящего из одного или сдвоенных элементов. Физико-механические свойства TiC, TiN, Al₂O₃ используемые в твердом сплаве марки UC5015, показаны ниже:

Таблица 5. Физико-механические свойства покрытия твердого сплава марки UC5015

Свойства			
	TiC	TiN	Al ₂ O ₃
Температура плавки, С	3140	2930	2015
Плотность, кг/м ³	4930	5210	3970
Микротвердость, МПа	32000	21600	21000
Модуль упругости, ГПа	313,7	250,28	361,29
Коэффициент линейного расширения	7,4*10 ⁻⁶	9,4*10 ⁻⁶	8,3*10 ⁻⁶
Вязкость, МПа*м ^{1/2}	2,2	3,4	-

По сравнению твердости, прочности, стойкости к окислению, это основные требования предъявляемые к режущим инструментам TiC, TiN, Al₂O₃, карбид имеет повышенные показатели к теплостойкости, чем другие поверхности TiN, Al₂O₂.

Из-за повышенной теплостойкости, сталь можно резать с высокой скоростью.

Прочность по сравнению с карбидом ниже по показателям крошения.

TiC, TiN, Al₂O покрывают слоем от 0,1мкм до 20 мкм. Когда слой покрытия слишком большой, прочность теряется, и это создает условия для легкого отслаивания корки (слоя).

Объект эксперимента: TiN, Al₂O₃, корки твердых сплав на марке UC 5015

Показатели: Ti (CN)-толщина слой TiN-1-2 мкм Al₂O₃- 3-4 мкм Ti(CN)-8-9 мкм.

Инструменты для резания металлов работают в условиях высоких скоростей резания, температур и окислительных средах. Поэтому использование инструмента, состоящего из одного элемента слоя не полностью соответствует требованиям.

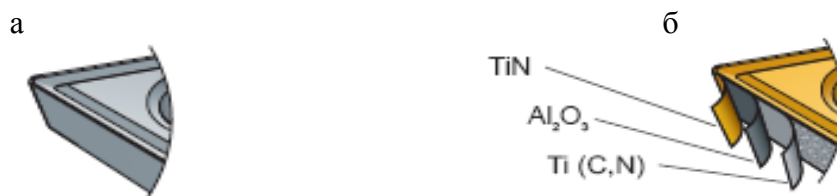


Рис. 3. а- твердый сплав без покрытия, б- твердый сплав с покрывалой

Исследование режимов резания с твердым сплавом марки UC5015

Чтобы обработать отливки из сплава ИЧХ28Н2 работающих в условиях повышенного износа, надо покрыть марку UC5015 комбинированным слоем TiC, TiN_ Al₂O₃. Это поможет увеличить термостойкость и устойчивость к окислению.

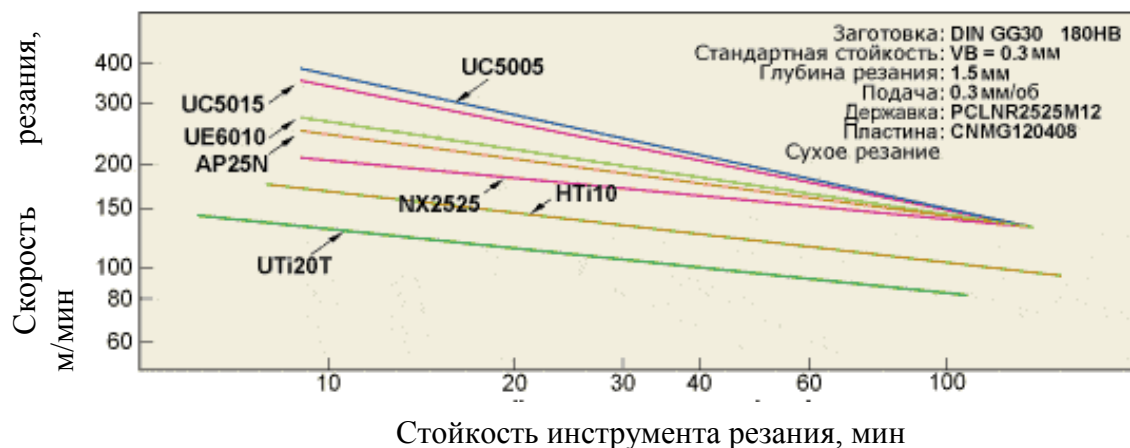


Рис. 4. Отношение скорости и стойкости инструмента резания

При обработки с твердым сплавом марки UC5015 и UC5005, показатели следующие: когда увеличивается скорость резания до 20%, изностойкость снижается до 50%. Когда увеличиваем скорость резания до 50%, изностойкость инструмента снижается в 5 раз.

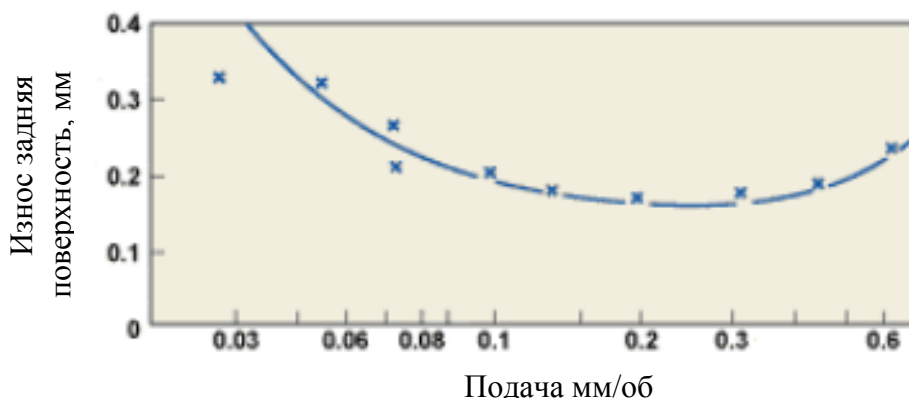


Рис. 5. Влияние на возврат подачи типу К режущих инструментов к износу задней поверхности инструмента

При скорости подачи резания $S = 0.03$ мм/об задняя поверхность инструмента быстро изнашивается. При увеличении подачи до $S = 0.6$ мм/об, в зоне резания, увеличивается количество тепла, что способствует увеличению износа задней и передней поверхностей инструмента, тем самым уменьшается стойкость инструмента.

Из графика видно, что при обработки стали марки-STi10t, $t = 0.1$ мм, $V = 200$ м/мин оптимальным режимом является подача $S=0.15-0.25$ мм/об.

Глубина резания незначительно влияет на стойкость инструмента. При малой глубине резания задняя поверхность инструмента быстро изнашивается, и уменьшается стойкость резца. Это объясняется тем, что поверхность заготовки из закаленной стали и литье имеют высокую твердость. При глубине резания $t=0,03$ мм, задняя поверхность инструмента быстро изнашивается из-за трения с заготовкой, при снятии стружки деформируется слой поверхности и твердость повышается. При глубине резания $t=0,1-0,2$ мм, износ задней

поверхности уменьшается и износ инструмента снижается, так как резание переходит с слоя высокой твердости в слой меньшей твердости поверхности заготовки, стружка снимается с меньшей силой и трение происходит с заготовкой меньшей твердости.

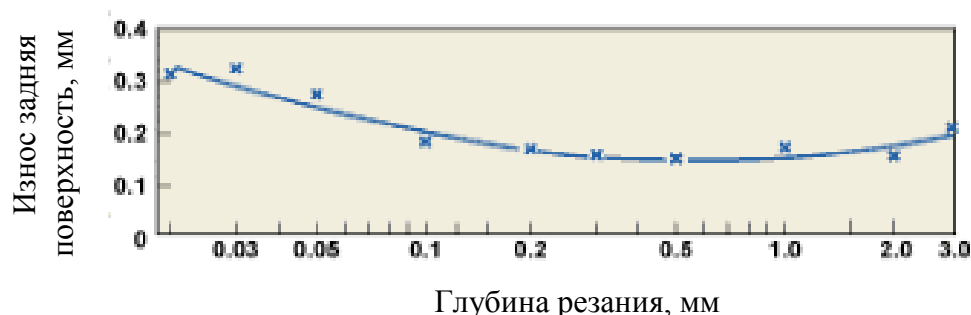


Рис. 6. Влияние на возврат глубины резания по типу К режущих инструментов на износ задней поверхности инструмента.

Было отмечено, что дальнейшее увеличение глубины резания увеличивает деформирование в зоне резания, и из-за увеличения температуры резания, увеличивается задний и передний износ резца.

Математическое планирование испытаний

При обработке режимов резания установлено, что твердосплавные пластины марки ВК6-М с режимами резания $s=0.4-0.6$ мм/об, $t=4-5$ мм, $V=8-12$ м/мин.

Проведено испытание при обработке ИЧХ8Н2 износостойкого чугуна с помощью покрытий твердого сплава марки UC5015, для сравнения с показателями испытаний компании Mitsubishi.



Рис. 7. Вид резца

Рассчитана зависимость между стойкостью инструмента и скоростью резания и была установлена формула $y = 281.1x^{-1.81}$.

Когда уменьшается скорость резания, то стойкость инструмента увеличивается.

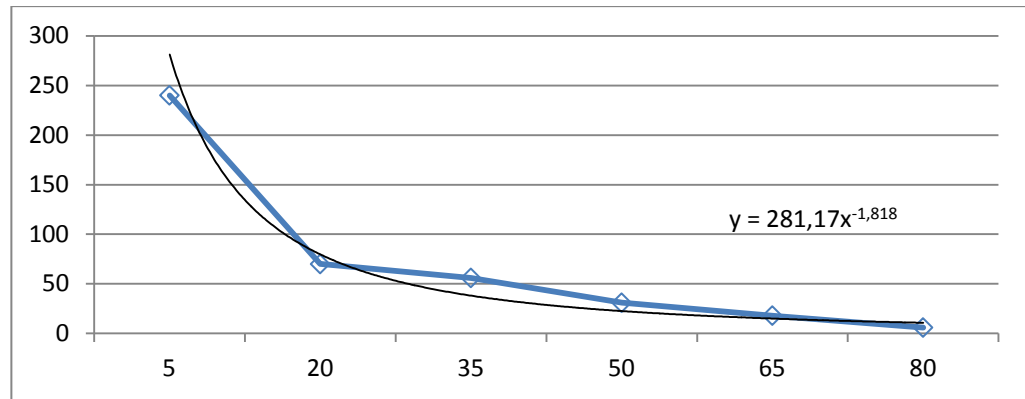


Рис. 8. Зависимость между стойкостью инструмента и скоростью резания

Зависимость между стойкостью резцов и подачей выражено параболической кривой $y = -2.339x^2 + 16.57x + 20.3$. Эта взаимосвязь подтверждается с результатами экспериментов проведенных исследований.

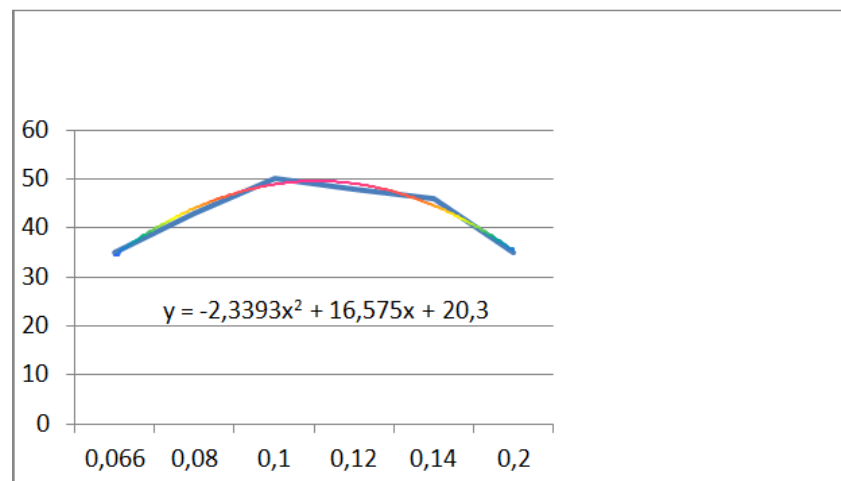


Рис. 9. Зависимость между стойкостью резцов и подачей

Зависимость между стойкостью резцов и глубиной резания выражено параболической кривой $y = -0.928x^2 + 6.242x + 34.4$

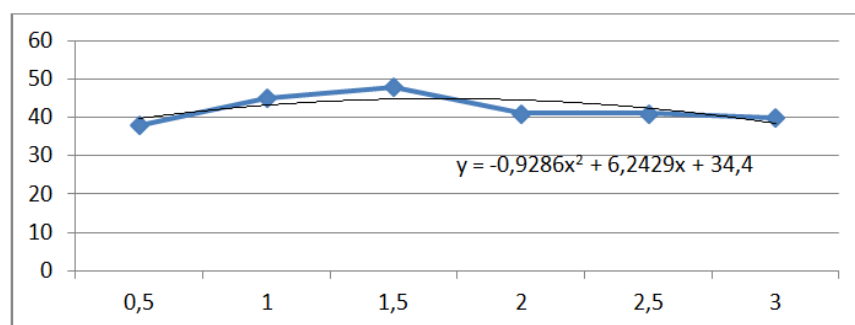


Рис. 10. Зависимость между стойкостью резцов и глубиной резания

Из результатов измерения стойкости инструмента, выбираем: скорость резания $V = 60$ м/мин, глубину резания $t = 1$ мм, подачу $S = 0.1$ мм/об.

Таблица 6. Условия проведения испытание

Факторы	Xmin	Xниж	X0	Xвыш	Xmax	J
t	0.32	1	2	3	3.68	1
s	0.066	0.08	0.1	0.12	0.14	0.02
v	9.6	30	60	90	110	30

Где: X_1 – глубина резания, мм; X_2 – подача, мм/об; X_3 – скорость резания, м/мин

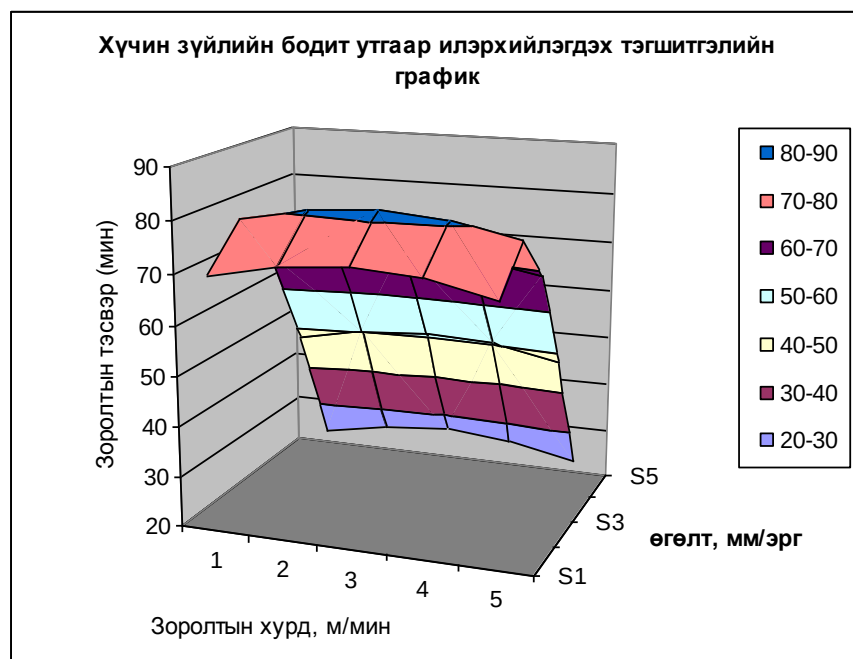


Рис. 11

$$\hat{Y}_{RU} = -9.32 + 141.04x_1 + 288.95x_2 - 1.236x_3 - 35.26x_1^2 - 1444.75x_2^2$$

Из полученных результатов оптимальным было значение стойкости резания когда: глубина резания-3мм , подача-0,08мм/об, скорость резания 45м/мин.

Закключение

1. Путем исследований и экспериментов, было установлено. что режимом оптимального резания отливок из сплава ИЧХ28Н2 (износостойкого чугуна) является твердый сплав марки UC5015.

2. Оптимальный режим резания износостойкого чугуна по скорости резания -45 м/мин, подача- 0,08мм/об, глубина резания- 3мм.

3. В лабораторных условиях, были определены химические и физические, механические свойства белого чугуна, было проведено сравнение со стандартными значениями, что и определило, что химический состав и температура не соответствуют стандартам. Подходящие значение было введено в производство.

4. Резание ИЧХ28Н2 с помощью пластин сплава марки UC5005, UC5015 с определенными свойствами экономически выгодно, по сравнению с традиционными режимами резания (твердосплавными пластинами марки ВК). На протяжении восьми месяцев, прибыль от внедренного предложения составил 30 млн 400тыс тугриков. Производительность производства возросла, себестоимость снизилась.

5. Эта работа будет передана в качестве рекомендации на РМЗ “Предприятие Эрдэнэт КОО”

Библиография

1. Бобров В.Ф. Основы теорий резания металлов. М.: Машиностроение, 1975. – 344 с.
2. Волин Э.М. Ионно-плазменные методы получения износостойких покрытий (Обзор зарубежной литературы за 1979 - 1983 гг.)
3. Коломиец В.В. Новые инструментальные материалы и области их применения. Учебн. пособие. К.: УМК ВО, 1990. – 64 с.
4. Angus H.T. The use of cast iron under conditions of abrasive, dry and lubricated wear // BCIRA Journal. – 1982. – Vol. 10, N 1. – P. 80-103.

УДК 621.891.(048): 539.178.(048)

СОЗДАНИЕ АЛГОРИТМА ТОЧНОГО РАСЧЕТА КОНТАКТНОЙ ПОДАТЛИВОСТИ И ПРОЧНОСТИ КЛИНОВОГО СОЕДИНЕНИЯ В СТАТИЧЕСКИХ И ДИНАМИЧЕСКИХ УСЛОВИЯХ РАБОТЫ

Максименко А.А., Перфильева Н.В., Борисова А.Д., Алексейцев А.И.
*Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
Россия, Барнаул, sopromat116@mail.ru*

На основе созданной физико-математической модели механического контакта при тангенциальных и нормальных вынужденных колебаниях разработан метод расчета статических и динамических параметров клиновых соединений. Уточненный расчет необходим при проектировании ответственных соединений машиностроительных конструкций.

Получены расчетные формулы для оценки статической и динамической контактной податливости рассматриваемых клиновых соединений в обоих направлениях, которые позволяют установить ее зависимость от различных условий контактирования и нагружения, и создавать на основе этого соединения с заданными параметрами статической и динамической контактной жесткости.

Ключевые слова: *физико-математическая модель механического контакта, статические и динамические параметры клиновых соединений, тангенциальные и нормальные вынужденные колебания в контакте.*

THE CREATION ALGORITHM IS ACCURATE CALCULATION OF THE CONTACT COMPLIANCE AND THE STRENGTH OF WEDGE CONNECTION IN STATIC AND DYNAMIC CONDITIONS

Maksimenko A. A., Perfilova N.V, Borisova A. D., Alexeytsev A. I.
FSAEI HE Polzunov Altai State Technical University, Russia, Barnaul, sopromat116@mail.ru

On the basis of the created physical and mathematical model of mechanical contact at tangential and normal forced vibrations the method of calculation of static and dynamic parameters of wedge connections is developed. The refined calculation is necessary in the design of critical compounds of machine-building structures.

Calculation formulas for estimation of static and dynamic contact compliance of the considered wedge joints in both directions, which allow to establish its dependence on different conditions of contact and loading, and to create on the basis of this connection with the specified parameters of static and dynamic contact stiffness, are obtained.

Key words: *the physical and mathematical model of mechanical contact, the static and dynamic parameters of wedge connections, the tangential and normal forced vibrations in contact.*

Введение

В инженерных расчетах прочности и жесткости не учитываются перемещения на контактных площадках сопряжения в пределах трения покоя при статической и динамической работе клиновых соединений.

Соединительной деталью в клиновом соединении является клин, располагаемый вдоль или поперек оси соединения. Стык, имеющий форму клина, получил широкое распространение в сопряжениях деталей машин (V-образные направляющие металлорежущих станков, зубчатые соединения, клиноремные передачи, шпоночные соединения и т.д.).

Механизмы и конструкции, в основе которых лежит клин, часто подвергаются различным динамическим нагрузкам. По этой причине параметры, обеспечивающие самоторможение, могут измениться и привести к аварии. Экспериментальные исследования авторов показали, что, например, в процессе обработки статическое трение под действием сил резания ослабевает, и при известных условиях возможно саморасклинивание.

Динамическая контактная жесткость и прочность должна учитываться при расчетах узлов точных приборов и машин, прецизионного оборудования.

Предлагаемая методика расчета статических и динамических характеристик контакта позволяет учитывать в инженерном расчете динамическую контактную податливость при создании точных приборов и механизмов, детали которых соединены путем контактирования. Что, в свою очередь, способствует увеличению их надежности и повышению работоспособности. Созданная расчетная методика позволяет это сделать [1,2].

Стык, имеющий форму клина, получил широкое распространение в сопряжениях деталей машин (V-образные направляющие металлорежущих станков, зубчатые соединения, клиноремные передачи, шпоночные соединения и т.д.). В качестве модели рассматривался зажатый односторонний клин с трением по двум поверхностям. При любом угле скоса α зажатый клин стремится вытолкнуть сила обратного действия $P_{\text{од.}}$, представляющая собой горизонтальную составляющую нормальной реакции N ; W – ее вертикальная составляющая, $\text{tg}\varphi = \text{tg}\phi_1 = f$ – углы и коэффициент трения соответственно. Тогда условие предельного равновесия клина выражается следующим образом:

$$\alpha = \phi + \phi_1 \quad (1)$$

$$\text{Условия} \quad \alpha \leq \phi + \phi_1; \quad (2)$$

называются *условиями самоторможения* клина с трением по двум поверхностям. Выражение для нахождения выталкивающей силы Q_B будет следующим:

$$Q_B = W (\text{tg}(\varphi - \alpha) + \text{tg}\phi_1). \quad (3)$$

Механизмы и конструкции, в основе которых лежит клин, часто подвергаются различным динамическим нагрузкам. По этой причине параметры, обеспечивающие самоторможение, могут измениться и привести к аварии. В процессе обработки статическое трение под действием сил резания ослабевает, и при известных условиях возможно саморасклинивание. Для того чтобы этого не происходило, в расчеты вводят показатель запаса самоторможения K :

$$K = (\text{tg}\phi + \text{tg}\phi_1) / \text{tg}\alpha. \quad (4)$$

Для того чтобы оценить влияние контактного взаимодействия поверхностей клинового соединения на процесс расклинивания, можно воспользоваться зависимостями для определения тангенциальных и нормальных упругих контактных смещений как в статических условиях, так и при динамическом возбуждении. По наклонной верхней поверхности соединения будут наблюдаться смещения в тангенциальном и в нормальном направлениях.

При анализе процессов, происходящих на поверхностях клинового соединения, принималась схема нагружения, при которой $P \sin \omega t$ – вынуждающее динамическое усилие, изменяющееся по гармоническому закону, совпадало по направлению с силой выталкивания Q_B . Динамическая составляющая уменьшает общую силу саморасклинивания стыка.

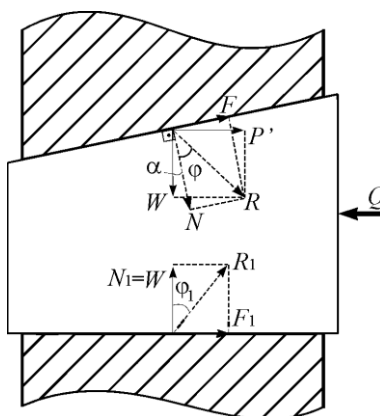


Рис. 1. Схема для расчета характеристик односкосного клина

Для определения этой общей силы Q_B^* использовалась методика определения упругих касательных и нормальных контактных смещений в условиях динамического нагружения по обеим поверхностям клинового соединения.

По динамической модели контактного взаимодействия (1) рассчитывалось амплитудное значение контактного смещения $\Delta^*(t)$ или в случае одновременного и нормального и касательного контактного взаимодействия (наклонная поверхность) – $\Delta^*(x(t); t)$, где $x(t)$ – нормальное контактное смещение.

С учетом Δ^* определялось амплитудное значение нагрузки, вызывающей это смещение P^* по обеим поверхностям $P_1^*(\Delta_1^*)$ и $P^*(\Delta^*)$.

Суммарная сила выталкивания, вызывающая расклинивание соединения, определялась:

$$Q_B^* = Q_B - (P_1^*(\Delta_1^*) + P^*(\Delta^*)). \quad (5)$$

Расчеты общей силы саморасклинивания стыка с учетом динамической составляющей проводились при изменении какого-либо одного из параметров при сохранении прочих равных условий контактирования (рис. 2, 3).

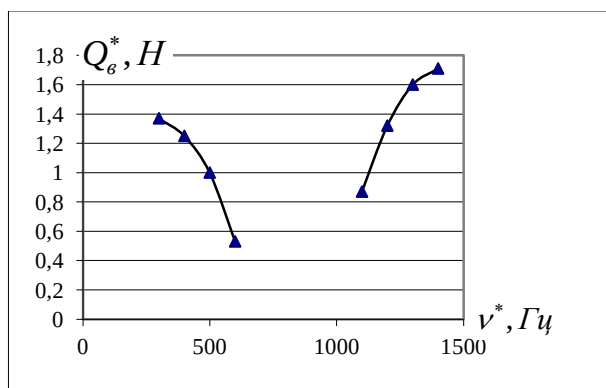


Рис. 2. Зависимость Q_6^* от изменения параметра динамического процесса ν^* клинового соединения для стали 3 при $P = 0,5 \text{ Н}$. При $\nu^* = 900 \text{ Гц}$ – резонанс

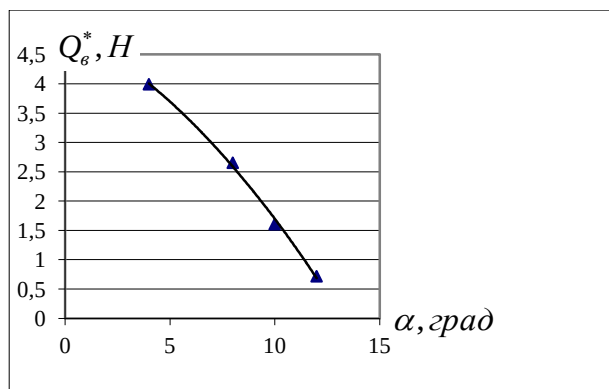


Рис. 3. Зависимость Q_g^* от величины угла скоса клина α для стали 3

при $P = 0,2 \text{ H}$, $v^* = 600 \text{ Гц}$

Таким образом, можно заключить, что общее усилие, вызывающее раскрытие стыка, при действии динамического возбуждения будет меньше, чем Q_B при статических условиях работы соединения.

Заключение

На основе созданной физико-математической модели механического контакта при тангенциальных и нормальных вынужденных колебаниях разработан метод расчета статических и динамических параметров клиновых соединений. Уточненный расчет необходим при проектировании ответственных соединений машиностроительных конструкций.

Получены расчетные формулы для оценки статической и динамической контактной податливости рассматриваемых клиновых соединений в обоих направлениях, которые позволяют установить ее зависимость от различных условий контактирования и нагружения, и создавать на основе этого соединения с заданными параметрами статической и динамической контактной жесткости.

Созданная методика оценки контактной прочности и жесткости клиновых соединений, позволяет осуществить анализ протекающих в контакте процессов и прогнозировать работу соединения на стадии проектирования.

Библиография

1. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Контактная податливость прецизионных условно-неподвижных соединений в условиях динамического нагружения до трения скольжения // Ползуновский вестник. – 2009. – № 1-2. – С. 260-263.
2. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Перфильева А.Д. Контактная податливость в условно-неподвижных соединениях в динамике в пределах трения покоя // Ползуновский вестник. – 2012. – № 1/1. – С. 184-187.

УДК 621.891.(048): 539.178.(048)

ДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД НЕРАЗРУШАЮЩЕГО КОНТРОЛЯ ПРОЧНОСТИ И ЖЕСТКОСТИ КОНТАКТНЫХ ПАР ПРЕЦИЗИОННЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Максименко А.А., Перфильева Н.В., Борисова А.Д., Котенева Н.В.

*Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова,
Россия, Барнаул, sopromat116@mail.ru*

В статье рассматривается метод расчета характеристик прочности и жесткости условно-неподвижных соединений с учетом контактных перемещений при динамической работе. Проектирование соединений (прессовых, резьбовых, заклепочных, конусных и т.д.) производится с заранее заданными динамическими параметрами работы. Метод предназначен для проектировщиков и конструкторов машиностроительного комплекса. Неразрушающий метод контроля заключается в прогнозировании работы соединений на стадии проектирования.

Ключевые слова: *Прочность и жесткость контакта, неразрушающий метод контроля соединений, динамические параметры работы, прецизионные соединения.*

THE DYNAMIC METHOD OF NON-DESTRUCTIVE CONTROL OF STRENGTH AND STIFFNESS OF THE CONTACT PAIRS OF PRECISION JOINTS

Maksimenko A.A., Perfileva N.V., Borisova A. D., Koteneva N. V.

FSAEI HE Polzunov Altai State Technical University, Russia, Barnaul, sopromat116@mail.ru

The article deals with the method of calculating the strength and stiffness characteristics of conditionally fixed compounds, taking into account the contact displacement in the dynamic frequency. The connection design (pressed, threaded, riveted, tapered, etc.) is performed with predetermined dynamic operating parameters. The method is intended for designers and designers of the machine-building complex. Nondestructive method of control is to predict the operation of compounds at the design stage.

Key words: *The strength and stiffness of contact, nondestructive method of control of joints, dynamic operating parameters, precision joints.*

Введение

В точных машинах (станках, роботах) отсутствие учета контактных перемещений как в статике, так и в динамике дает погрешность в оценке точности позиционирования рабочего органа машины до 70 %. Данная проблема проработана для статических условий контактирования, при этом оценка влияния динамических нагрузок на свойства механического контакта практически не проводилась, нет расчетных методик, позволяющих определять амплитуды и частоты колебаний в сопряжениях деталей, контактную прочность и податливость контактирующих тел в различных направлениях. Поэтому дальнейшие исследования в этой области знаний помогут создавать точные, устойчивые, работоспособные соединения с заданными прочностными, диссипативными и динамическими характеристиками.

В работе исследовался упругий контакт нормального и касательного направлений.

Для рассмотрения контактных колебаний нормального направления в упругой зоне в основу положены решения Ланкова:

$$\delta = (1 + \beta^{3/2}) k N^{2/3} / 2\beta, \quad (1)$$

где N и δ – нормальная нагрузка и сближение; k – коэффициент пропорциональности между сближением и силой в формуле Герца [4], β – коэффициент сжатия эпюры контактных давлений.

А также Крагельского – Демкина для шероховатых поверхностей.

Рассматривалась контактная задача тангенциального направления в условиях предварительного смещения, положенная в основу методики расчета динамических характеристик контакта соединений [1,2,3].

Статическая задача Р. Миндлина о контакте упругих сфер одинакового радиуса, прижатых друг к другу силой N является основой динамической модели. Согласно ей распределение нормальных напряжений σ по площадке соприкосновения (кругу радиусом a) принимается соответствующим закону Герца:

$$\sigma = \frac{3N}{2\pi a^3} (a^2 - \rho^2)^{1/2}. \quad (2)$$

В случае упругого контакта тангенциального направления первый этап нагружения описывается уравнением.

$$\vec{P} = f \cdot N(1 - (1 - \bar{\Delta} / \Delta_p)^j), \quad (3)$$

Принято дифференциальное уравнение движения тела контактной пары в условиях нормальных вынужденных колебаний:

$$m\ddot{\bar{x}} + \bar{K}_1\bar{x} + \bar{K}_2\bar{x}^2 + \bar{K}_3\bar{x}^3 = P\sin\omega t, \quad (4)$$

где m – масса штампа; коэффициенты K_1 , K_2 , K_3 , характеризующие силы восстановления и диссипации.

Данная механическая система является нелинейной и обладает значительной диссипацией энергии, поэтому уравнение движения интегрировалось при помощи степенных рядов Тейлора. Восстанавливающая сила представлена в виде кусочно-нелинейных функций с разложением в окрестностях точек статического равновесия (задача Коши). Начальными условиями каждого последующего этапа были конечные условия предыдущего.

Для определения сближения на каждом этапе ограничивались суммой первых четырех значащих членов ряда, поскольку последующие, ввиду их малости, не вносили существенных изменений в конечный результат. Коэффициенты рядов определяются по рекуррентным формулам.

Принятое дифференциальное уравнение движения тела контактной пары в тангенциальном направлении имеет вид:

$$m\ddot{\bar{\Delta}} + \bar{\Phi}(\bar{\Delta}) = P\sin\omega t, \quad (5)$$

где m – масса штампа, $\bar{\Phi}(\bar{\Delta})$ – нелинейная функция, характеризующая восстанавливающую силу и диссипацию энергии одного периода. Функция записывается в виде кусочно-нелинейных функций, выраженных полиномами Тейлора. Коэффициенты рядов определяются по рекуррентным формулам.

В случае сложного динамического нагружения нормальное усилие N^* – является суммой нормальной статической составляющей $N = \text{const}$ и динамической силы $N(x)$, изменяющейся во времени.

Условно-неподвижные соединения (болтовые, винтовые, шлицевые, соединения с натягом и т.п.), образующие наиболее распространенную группу так называемых контактных соединений узлов машин и приборов, характеризуются наличием контактного давления на сопрягаемых поверхностях, которые за счет сил трения и обеспечивают взаимную неподвижность деталей.

В частности, инженерная податливость соединения с натягом увеличивается за счет контактной податливости шероховатого поверхностного слоя деталей соединения.

Так, податливость за счет микронеровностей в контакте соединения с натягом в нормальном направлении будет определяться общим выражением:

$$K_N = \frac{X(t)}{N^*}, \quad (6)$$

где $X(t)$ - нормальное контактное смещение, изменяющееся во времени в случае действия динамической нагрузки, определяемое по динамической модели. Если имеется статическое нормальное нагружение, то в числителе учитывается величина сближения δ , определяемая по формуле Крагельского-Демкина с учетом того, что при сборке прессового соединения происходит частичное смятие шероховатостей на контактных поверхностях $\approx 0,6R_z$; N^* - нормальное усилие, в случае динамического нагружения соединения, являющееся в каждый момент времени суммой нормальной статической составляющей и динамической силы $N(x,t)$, изменяющейся во времени. При статических условиях в знаменателе будет стоять величина номинального давления в соединении q_0 .

Тогда с учетом нормальной контактной податливости шероховатого слоя в соединении величина номинального давления будет определяться:

$$q_0 = \frac{\delta_H}{2(\lambda_1 + \lambda_2 + K_N)} \quad (7)$$

Таким образом, номинальное давление в соединении с натягом будет уменьшаться, а, следовательно, фактическая величина натяга будет так же меньше минимального расчетного значения.

Если прессовое соединение нагружено динамической или статической силой тангенциального направления, то необходимо в общем инженерном расчете на прочность учесть касательную контактную податливость шероховатого слоя:

$$K_\tau = \frac{\Delta(x(t);t)}{N^* f} \quad (8)$$

Причем по условию прочности во избежание срыва поверхностей должно соблюдаться условие:

$$\begin{aligned} \Delta^* &\leq \Delta_P \\ \tau^* &\leq \tau_{\max} \end{aligned} \quad (9)$$

Приведенный алгоритм расчета упругого контактного взаимодействия применим не только к соединениям с натягом, но и позволяет проводить расчет на прочность и жесткость других реальных соединений с учетом процессов, протекающих в контакте.

Теоретические исследования направлены на изучение динамических процессов контактного взаимодействия в соединениях. Изучалось влияние параметров контактирования на прочность и податливость соединения.

Для исследований контактных перемещений сопряжений деталей машин был разработан комплекс основных физико-механических параметров соединений, определяющих прогнозируемые свойства. При этом для контакта шероховатых поверхностей изменяемыми физико-механическими параметрами контактирования являлись: m – масса движущейся детали соединения; N – усилие статического поджатия; P – величина вынуждающего усилия; параметры микрогеометрии поверхностного слоя верхнего движущегося тела: $R_{\max}$ – максимальная высота микронеровностей, r – приведенный радиус микронеровностей, b и ν – параметры кривой опорной поверхности; физико-механические характеристики материала: E – модуль упругости первого рода, σ – предел текучести материала поверхности.

Рассматривалось заклепочное соединение по поверхности контакта соединяемых деталей под действием тангенциальной гармонической возбуждающей силы $P \sin \omega t$ в пределах трения покоя.

В каждом конкретном случае изменялся лишь один из параметров. Так рост нормальной статической контактной жесткости приводит к резкому падению поглощающей способности контакта и значительному снижению максимальных амплитуд резонансной области.

Исследования показали, что наличие шероховатости значительно изменяет картину динамических процессов в контакте. А именно, частоты возрастают, а амплитуды снижаются. А также необходимо отметить, что увеличивается коэффициент поглощения и соответственно растет количество энергии, рассеиваемой контактом.

Кроме того, рост внешней тангенциальной нагрузки вызывает увеличение резонансных амплитуд и ширины резонансной впадины, это указывает на увеличение рассеиваемой энергии контактом.

Вызывают практический интерес исследования влияния изменения массы подвижного тела на АЧХ тангенциальных колебаний. Как видно, чем больше масса, тем больше становится амплитуда, при этом уменьшаются резонансные частоты. Этот факт обуславливается большей инерционностью системы при всех прочих равных условиях контактирования.

Влиянию изменения коэффициента трения на амплитудно-частотные характеристики касательных колебаний посвящены многочисленные исследования. С ростом значения коэффициента трения растет амплитуда резонансных колебаний и снижается коэффициент поглощения энергии при неизменной частоте процесса.

Приведенная система основных параметров контактирования соединений позволяет совершать правильный их выбор при проектировании соединений, тем самым дает возможность создания машин и механизмов с прогнозируемой динамической работой всех их сочленений

Заключение

Все представленные решения позволяют учитывать в инженерном расчете динамическую контактную податливость при создании точных приборов и механизмов, детали которых соединены путем контактирования. Что, в свою очередь, будет способствовать увеличению их надежности и повышению работоспособности.

Создан алгоритм расчета контактных колебаний на основе разработанной универсальной динамической модели упругого контактного взаимодействия в пределах трения покоя,

Доказано, что на контактную податливость и прочность соединения оказывает непосредственное влияние комплекс характеристик, который определяется, в первую очередь, выбором материала соединения, метода обработки контактирующих поверхностей, что обуславливает параметры качества шероховатой поверхности, а также внешние условия нагружения.

Это дает возможность создать механизм поиска оптимального сочетания параметров контактирования для создания условно-неподвижных соединений с заданными динамическими характеристиками и прогнозированной работой соединений.

Библиография

1. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Динамические контактные взаимодействия при сложном нагружении в условиях трения покоя // Известия вузов. Машиностроение. – 2002. – № 2-3. – С.28 –37.
2. Максименко А.А., Перфильева Н.В., Котенева Н.В. Контактная податливость клиновых соединений в условиях динамического нагружения // Ползуновский вестник. – 2007. – № 4. – С.174-177.
3. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.

УДК 621.81

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПРОЧНОСТИ НА СДВИГ ПЛОСКИХ ШЕРОХОВАТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ*

Матлин М.М.*, Казанкина Е.Н.**, Казанкин В.А.***

Волгоградский государственный технический университет, Россия, Волгоград,

*matlin@vstu.ru, **kazankina_elena@mail.ru, ***kazankin_vmr@mail.ru

В данной работе описана методика оценки прочности на сдвиг плоских деталей, контактирующие поверхности которых имеют различную шероховатость. Приведены зависимости, определяющие предельную сдвигающую силу в зависимости от параметров контакта. Полученные зависимости подтверждены результатами экспериментального исследования на сдвиг плоских образцов.

Ключевые слова: прочность на сдвиг, коэффициент трения, пластическая твердость, сближение.

THE METHOD OF ESTIMATION OF SHEARING STRENGTH OF FLAT ROUGH SURFACES

Matlin M.M.*, Kazankina E.N.**, Kazankin V.A.***

Volgograd state technical university, Russia, Volgograd,

*matlin@vstu.ru, **kazankina_elena@mail.ru, ***kazankin_vmr@mail.ru

The method of estimation of shearing strength of flat parts whose contacting surfaces have different roughness is described in this paper. Dependences that determine the ultimate shearing force as a function of contact parameters are given. The obtained dependences are confirmed by the results of an experimental study of the shear of flat samples.

Key words: shearing strength, coefficient of friction, plastic hardness, convergence.

Введение

Соединения деталей, которые находятся под действием поперечных сил, широко используются в современном машиностроении (фланцевые муфты, соединение деталей металлоконструкций и др.). Нагрузочная способность таких соединений традиционно оценивается по формуле

$$F = i \cdot F_{\text{тр}} = i \cdot f \cdot F_N,$$

где i – количество стыков деталей, f – коэффициент трения в стыке, F_N – нормальная сила.

Значение коэффициента трения для стальных поверхностей деталей при отсутствии смазки обычно принимают равной 0,15...0,20 [1] независимо от качества поверхностей деталей и их твердости. При этом очевидно, что в зависимости от соотношения твердостей материала деталей процессы, происходящие при контакте микронеровностей, могут значительно отличаться: это может быть как внедрение, так и сплющивание, а также оба этих явления могут происходить одновременно. Очевидно, что коэффициент трения при этих различных явлениях также будет отличаться. В настоящее время [2] большинство авторов рассматривает случай, когда происходит внедрение микронеровностей в сопрягаемую поверхность. Случай силового контактного взаимодействия деталей близкой твердости (когда микронеровности одновременно внедряются и сплющиваются) мало исследован.

* Исследование выполнено в рамках конкурса СП-2018 (СП-253.2018.1)

Цель исследования

Расчетное определение коэффициента трения и нагрузочной способности соединения на сдвиг соединения деталей, материалы которых имеют близкие твердости, то есть отличающиеся менее чем в 2 раза.

Материал и методы исследования

В качестве материала экспериментального исследования были использованы стальные образцы, имеющие различную твердость. При этом шероховатость рабочих поверхностей образцов отличалась за счет использования точения, шлифования или фрезерования. Во время эксперимента происходил контакт опытных образцов с полированной поверхностью плиток, изготовленных из стали и имеющих различную твердость. Параметры деталей, использованных при проведении эксперимента, показаны в таблице.

Таблица. 1. Параметры образцов и стальных плиток для плоских неподвижных соединений, испытанных на сдвиг

№ партии	Образцы						Плитки
	Твердость НД _ш , МПа	Вид обработки	b	v	R_{max} , мкм	R , мкм	Твердость НД, МПа
1	2700	Фрезерование	0,4	2,2	20	20	2700
2	2700	Точение	1,4	1,95	8	20	2700
3	2700	Шлифование	0,95	1,85	4,5	180	2700
4	1800	Фрезерование	0,55	1,65	21	30	2250
5	1800	Точение	2	1,6	4,5	55	2250
6	1800	Шлифование	1,6	1,8	4	370	2250

Примечание. В таблице обозначены: b и v - параметры опорной кривой шероховатой поверхности [3]; R_{max} - наибольшая высота микронеровностей; R - радиус закругления вершин микронеровностей; НД - пластическая твердость [4] материала.

Для определения характеристик шероховатости использовали профилометр модели 130 завода «Протон-МИЭТ». Исследование проводилось для 6 партий образцов: для партий 1-3 материалы образцов и плиток имели равную твердость НД_ш/НД=1; для партий 4-6 соотношение твердостей составляло НД_ш/НД=0,8 (НД_ш – пластическая твердость образца с шероховатой поверхностью, а НД – пластическая твердость плитки с полированной поверхностью).

Для оценки нагрузочной способности на сдвиг плоских соединений был использован нагружающий механизм пресса Бринелля с дополнительным приспособлением [5]. В каждой из шести партий образцов было испытано по 15 соединений. При этом нормальная нагрузка варьировалась в диапазоне от 2452 до 19620 Н, при этом среднее давление составляло $q=12...98$ МПа. Кроме того, испытание проводили при сдвиге контактирующих поверхностей поперек следов обработки и вдоль. По результатам испытаний для каждой партии соединений строили (по методу наименьших квадратов) графики зависимостей сил трения покоя $F_{тр}$ от нормальной силы F_N , сжимающей стык деталей. На рисунке 1 представлены зависимости силы сдвига от нормальной нагрузки для партий образцов 1, 2, 3, а на рисунке 2 – для партий 4, 5, 6. Максимальный разброс полученных экспериментальных значений составлял не более 15%.

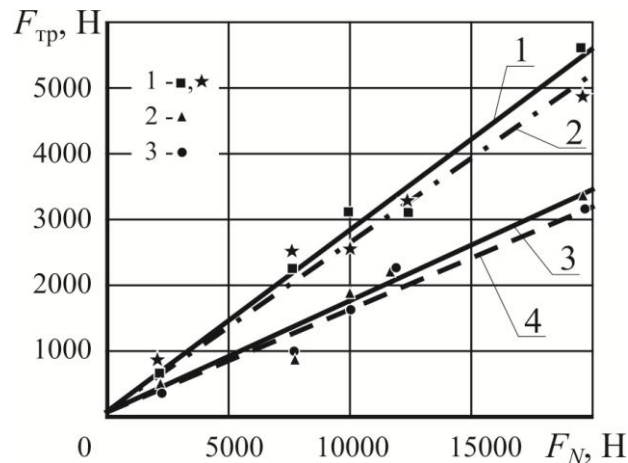


Рис. 1. Графики зависимостей предельной силы сдвига покоя $F_{тр}$ от нормальной силы F_N : линии 1 и 2 – фрезерование при сдвиге поверхностей поперек следов обработки и вдоль соответственно; 3 –точение; 4 – шлифование; линии – аппроксимация экспериментальных значений; значки – экспериментальные данные (цифры – номера партий в таблице)

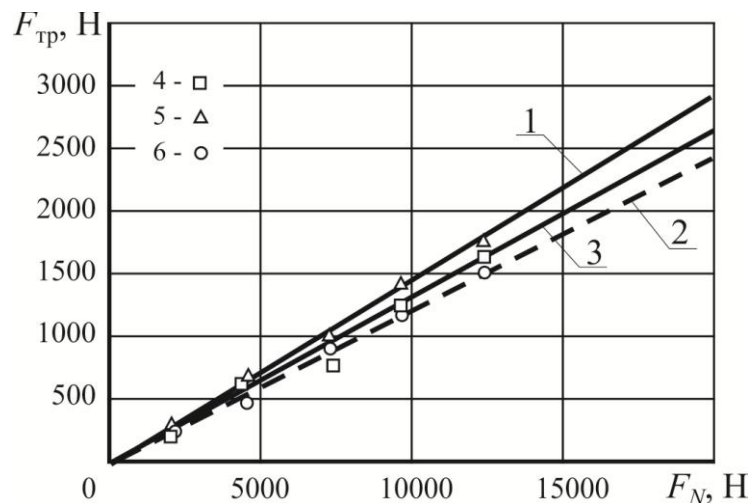


Рис. 2. Графики зависимостей предельной силы сдвига покоя $F_{тр}$ от нормальной силы F_N : 1 – фрезерование; 2 – шлифование; 3 –точение; линии – аппроксимация экспериментальных значений; значки – экспериментальные данные (цифры соответствуют номерам партий в таблице)

Полученные по результатам эксперимента графики зависимости коэффициента трения f от среднего давления q приведены на рисунке 3. Как видно из рисунка, величину коэффициента трения определяет не только качество обработки поверхности, но и соотношение твердостей материала рабочих поверхностей.

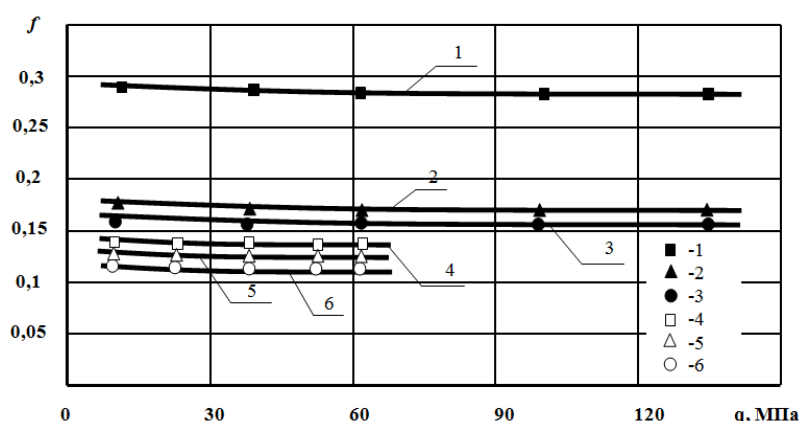


Рис.3. Графики зависимости коэффициента трения покоя f при сдвиге от среднего давления q в стыке плоских деталей: значки - экспериментальные данные; линии - их аппроксимация; цифры соответствуют номерам соединений в таблице

Результаты исследования и их обсуждение

В результате проведенного экспериментального исследования, а также с использованием методики [6] и введение авторами понятия приведенной пластической твердости $H_{Дпр}$ [7], получена зависимость для определения силы трения покоя плоских соединений

$$F_{тр} = 0,16 \cdot \eta_r^{1/v} \left(\frac{H_{Дпр}}{q} \right)^{0,52} \cdot q \cdot A_a, \quad (1)$$

где дополнительно η_r – относительная фактическая площадь контакта; A_a – номинальная площадь контакта деталей.

Проведенный анализ показал, что отклонение экспериментальных значений от теоретических значений, полученных по формуле (1), с вероятностью 95% не превышает 20%, то есть предложенная зависимость может быть использована для практических расчетов плоских неподвижных соединений в условиях близкой твердости материалов сопрягаемых деталей.

Заключение

Таким образом, полученная расчетная зависимость для определения внешней сдвигающей нагрузки, необходимой для преодоления силы трения покоя в соединениях плоских деталей, материалы которых имеют близкие твердости.

Библиография

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2. – М: Машиностроение, 2006. – 960 с.
2. Михин Н. М. Внешнее трение твердых тел. – М.: Наука, 1977. – 221 с.
3. Демкин Н. Б., Рыжов Э.В. Качество поверхности и контакт деталей машин. – М. : Машиностроение, 1981. – 224 с.
4. ГОСТ 18835-73. Металлы. Метод измерения пластической твердости. – Введ. 01.01.74.
5. Матлин, М.М. Жесткость упругопластического контакта деталей машин: монография / М.М. Матлин, А.И. Мозгунова, Е.Н. Казанкина, В.А. Казанкин. – М.: Машиностроение, 2015. – 217 с.
6. А.с. 926578 СССР, МКИ⁴ G01N19/02.Способ определения удельной прочности на сдвиг соединения с натягом/М.С. Дрозд, М.М. Матлин. – Опубл.07.05.82. Бюл. № 17.
7. Матлин М.М., Казанкина Е.Н., Казанкин В.А. Определение контактной жесткости деталей с близкой твердостью // Вестник машиностроения. – 2016. – № 1. – С. 39-42.

УДК 620.178.3 : 620.22 : 621.771

О ВЛИЯНИИ ДЕФОРМАЦИОННЫХ МЕХАНИЗМОВ НА УВЕЛИЧЕНИЕ ЦИКЛИЧЕСКОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ В МНОГОСЛОЙНЫХ СТАЛЬНЫХ МАТЕРИАЛАХ

Минаков А.А., Плохих А.И.

*Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана
(национальный исследовательский университет), Россия, Москва
crytoicem@rambler.ru, plokhikh@bmstu.ru*

В работе представлены результаты исследования циклической долговечности многослойных металлических материалов на основе нержавеющей стали аустенитного класса (08X18H10) и ферритного класса (08X18). Было обнаружено, что выносливость многослойного стального материала многократно увеличивается при уменьшении толщины слоев ламинарной структуры. По завершении исследования авторами был проведен анализ влияния деформационных механизмов на увеличение циклической долговечности в многослойных стальных материалах.

Ключевые слова: многослойные стальные материалы, циклическая долговечность, деформационные механизмы, ламинарная структура.

ON THE INFLUENCE OF DEFORMATION MECHANISMS ON THE INCREASE OF NUMBER OF CYCLES TO FAILURE MULTILAYER STEEL MATERIALS

Minakov A.A., Plokhikh A.I.

*Bauman Moscow State Technical University
(National research university of technology), Russia, Moscow
crytoicem@rambler.ru, plokhikh@bmstu.ru*

In article the results of investigation of multilayer metallic materials based on stainless steels of austenitic class (AISI 304) and ferritic class (AISI 430) under cyclic loading were presented. It was found that the fatigue life of multilayer steel material multiply increases with increasing dispersion of the laminar structure. Upon completion of the investigation, the authors analyzed the effect of deformation mechanisms on the increase number of cycles to failure in multilayer steel materials.

Key words: multilayer steel materials, number of cycles to failure, deformation mechanisms, laminar structure.

Введение

Многослойные металлические материалы являются одним из новых классов конструкционных материалов. Большой интерес в исследовании таких материалов обуславливается тем, что такие материалы, имея многослойное (ламинарное) строение, обладают особым парадоксальным сочетанием прочностных и пластических характеристик. Наибольший интерес представляют собой многослойные материалы на основе сталей, имеющие ламинарное строение с толщинами микронного и субмикронного диапазона с количеством слоев до 1400 [1]. До настоящего времени однако же систематических исследований циклической долговечности многослойных материалов на стальной основе проведено не было.

Известны исследования, проведенные на многослойных металлических материалах, полученных на основе гетерогенных взаимно не растворяющихся металлов, так называемых наноламинатов. Так, например, предел усталостной прочности в многослойном материале на базе меди и ниобия показал рост до значений в 450 МПа при уменьшении толщины слоя до

40 нм [2]. Поэтому проведение исследований по определению усталостных характеристик многослойных стальных материалов, имеющих субмикронную структуру, является актуальным.

Цель исследования

Цель настоящего исследования заключалась в исследовании усталостных свойств, а конкретно, циклической долговечности многослойных металлических материалов, полученных горячей пакетной прокаткой на основе применяемых промышленностью нержавеющей сталей аустенитного и ферритного классов.

Материалы и методы исследования

В качестве исходных материалов для синтеза многослойного стального материала были взяты две марки нержавеющей сталей – 08X18H10 и 08X18.

Многослойные стальные материалы были получены по экспериментальному технологическому маршруту [3]. Маршрут состоит из нескольких циклов (рис.1а). В начале для осуществления первого технологического цикла берутся карточки, полученные мерной резкой из листов исследуемых сталей, с толщиной 0,5 мм. После обработки их поверхности из них формируется многослойный пакет, состоящий из 100 чередующихся между собой листов сталей через один по 50 штук каждой марки. После вакуумирования многослойного пакета и его последующей горячей пластической деформации при температуре 1000 °С формируется многослойный материал с ламинарной структурой (рис. 1б) толщиной 2 мм, с толщиной отдельного слоя в 20 мкм. Для проведения второго технологического цикла берутся карточки, полученные мерной резкой из листов многослойного материала после первого цикла. По окончании второго цикла формируется многослойный материал толщиной 2 мм, при этом количество слоев возрастает до 1400, а толщина отдельного слоя уменьшается до 3 мкм.

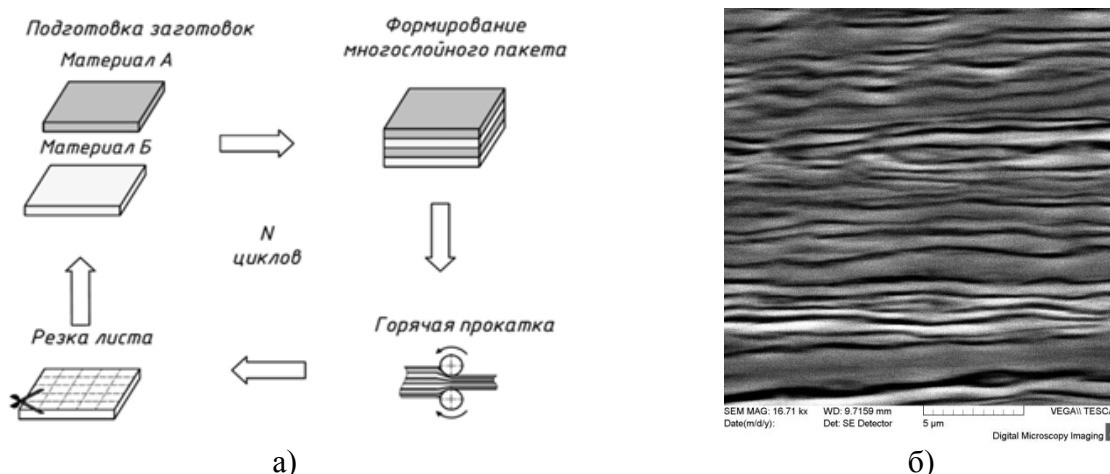


Рис. 1. а) схема экспериментального технологического маршрута получения многослойного стального материала; б) электронное изображение ламинарной структуры многослойного стального материала на основе сталей 08X18 и 08X18H10 после второго технологического цикла.

Для проведения испытаний по исследованию циклической долговечности были взяты образцы, изготовленные из многослойных стальных материалов после первого и второго технологических циклов.

Исследования на циклическую долговечность указанных материалов были проведены по двум испытательным схемам. В первом случае, совместно с лабораторией «Механических испытаний» Технического Университета г. Дортмунда (Германия) был использован метод постепенно повышающейся нагрузки при циклическом нагружении с постоянной

амплитудой по схеме одноосного растяжения. В начале испытаний к образцу прикладывается нагрузка, при которой материал не испытывает повреждений, а в конце – такая нагрузка, при которой происходит разрушение образца. После проведения испытаний по определению прочностных характеристик исследуемых образцов была определена величина нагрузки равная 570 МПа, которая использовалась для определения циклической долговечности при постоянной амплитуде в интервале малоциклового усталости.

Второй вид испытаний был реализован с помощью машины «Schenk-Erlinger» в лаборатории «Прочность» МГТУ им. Н.Э. Баумана при УДЦ НУК МТ в условиях симметричного знакопеременного нагружения при «чистом изгибе» при аналогичной величине нагрузки.

Результаты исследования и их обсуждение

Результаты исследований многослойных стальных материалов на базе нержавеющей сталей 08X18 и 08X18H10 показали, что циклическая долговечность образцов после первого технологического цикла (со 100 слоями) составила $6,6 \cdot 10^4$ циклов до разрушения, а для образцов после второго технологического цикла (со 1400 слоями) – $23 \cdot 10^4$ циклов до разрушения (рис. 2). Т.е. при увеличении кратности слоев со 100 до 1400 в многослойном стальном материале на базе нержавеющей сталей 08X18 и 08X18H10 произошел резкий скачок циклической долговечности примерно в 3,5 раза. Аналогичные результаты, демонстрирующие прирост усталостной долговечности в образцах с количеством слоев 1400, были получены в условиях знакопеременного «чистого изгиба».

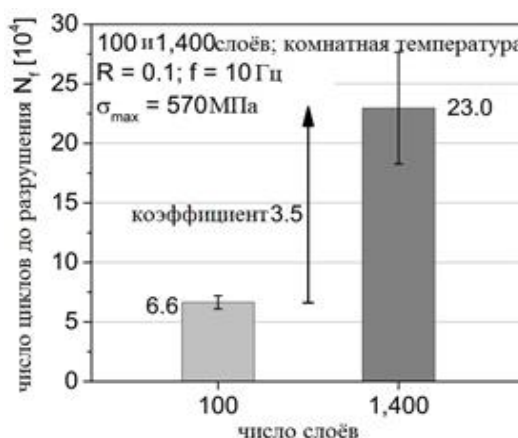


Рис. 2. Увеличение циклической долговечности для образцов многослойных стальных материалов со 100 слоями (после первого технологического цикла) и со 1400 слоями (после второго технологического цикла), полученные испытанием методом постепенного повышения нагрузки при постоянной амплитуде.

Резкий скачок циклической долговечности многослойного стального материала при увеличении дисперсности его структуры (толщина отдельного слоя уменьшилась с 20 мкм после первого технологического цикла до 3 мкм после второго технологического цикла) может быть объяснен следующим.

Для многослойных металлических материалов характерно то, что все деформационные процессы имеют совершенно иной характер, чем в поликристаллических материалах. Как показывает моделирование с привлечением методов молекулярной динамики в многослойных металлических материалах деформация локализована в пределах слоя в силу своих малых значений [4]. Деформационные механизмы становится невозможно описывать моделью Холла-Петча, и для таких материалов она должна рассматриваться с точки зрения скольжения единичных дислокационных петель параллельно поверхностям раздела (рис. 3).

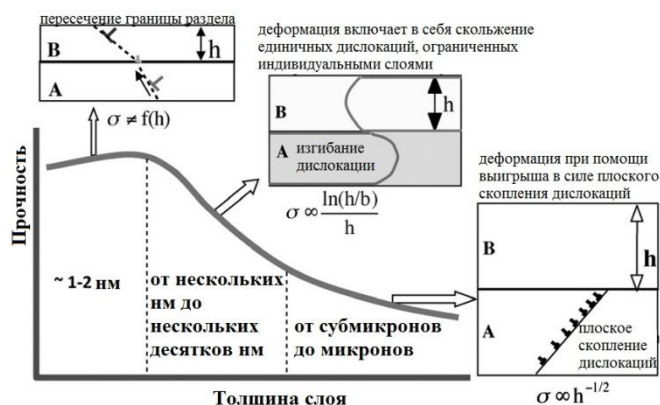


Рис. 3. Схема деформационных процессов, описывающих упрочняющий механизм в многослойных металлических материалах.

Стоит также учитывать, что на скольжение единичных дислокаций, а также на их взаимодействие с поверхностью раздела между слоями влияют поверхностные напряжения, которые, в свою очередь, сильно зависят от строения межслойной границы, ее дефектности, угловой разориентировки кристаллических решеток и других энергетических факторов [2]. Также следует иметь в виду, что при увеличении дисперсности ламинарной структуры необходимо учитывать помимо дислокационного скольжения другой механизм деформации – диффузионную ползучесть [5].

Заключение

В результате исследований было установлено, что при уменьшении толщины слоя многослойного стального материала возрастает его циклическая долговечность. Резкий рост циклической долговечности может быть объяснен процессами, проходящими на границе раздела слоев в многослойном материале.

Библиография

1. Колесников А.Г., Плохих А.И., Комисарчук Ю.С., Михальцевич И.Ю. Исследование особенностей формирования субмикро- и наноразмерной структуры в многослойных материалах методом горячей прокатки // МиТОМ. – 2010. – № 6. – С. 44-49.
2. Wang Y.-C., Misra A., Hoagland R.G. Fatigue properties of nanoscale Cu/Nb multilayers // Scripta Materialia. – 2006. – Vol. 54. – Pp. 1593-1598.
3. Колесников А.Г., Плохих А.И. Конструкционные металлические материалы с субмикро- и наноразмерной структурой // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Приборостроение. Спецвыпуск «Наноинженерия». – 2010. – С. 44-52.
5. Wang J., Misra A. An overview of interface-dominated deformation mechanisms in metallic multilayers // Current Opinion in Solid State and Materials Science. – 2011. – N. 15. Pp. 20-28.
6. Hartmaier A., Buehler M.J., Gao H. Multiscale modeling of deformation in polycrystalline thin metal films on substrates // Advanced Engineering Materials. – 2007. – Vol. 7, N. 3. – Pp. 1-5.

УДК 621.891

ДИАГНОСТИКА СТЕПЕНИ ИЗНОСА ХОДОВЫХ ЧАСТЕЙ ВАГОНОВ

Мунхцэцэг Т.

Механико-Транспортный Институт МГУИТ, Монголия, munkhtsetseg_w@yahoo.com

There are needs and demands to improve the transport capacity of mining products by rail, to increase the transit transportation, to introduce advanced, high-efficiency and low-cost equipment and technologies and to develop the methodology for early diagnosis of many types of defects and damages which occurs on wagon wheel sets.

Today in Mongolia only a few NDT methods, such as magnetic particle testing and ultrasonic testing methods have been used to detect defects and damages of railway wagon components. These methods can detect only visible, formed or developed defects and damages, not latent defects and fatigue, so this common NDT equipment is not satisfactory for today situations.

The research focuses on the determination of the factors' coefficients and physical- mechanical properties which affects mechanical properties of wagon wheel sets and the definition of fatigue and destruction limits on stress concentrated zones by dynamic and static forces and loads.

Wagon wheel sets and axles were inspected by the traditional method of NDT and the modern MMM method separately and the inspection results were compared.

Key words: *It is a basic part of a wagon and a wagon card to ensure the safety, slow and soft movement, low resistance of rolling stock on rails. Cracks: It is a linear break down of metal under the voltage effect. Dislocation: /"transition" in Latin/ It is a linear defect of the crystal net.*

Данная работа посвящается разработке методологии современного выявления и диагностики износа ходовых частей вагонов в условиях климата Монголии.

1. Износ ходовых частей вагона происходит из-за постоянного контактирования с рельсами, что вызывает их взаимные структурные и конструктивные изменения.

Исследование помогло выявить и проанализировать факторы, влияющие на износ ходовых частей вагонов.

Главной целью исследования является разработка методов и принципов диагностики и борьбы с износами ходовых частей вагонов, отвечающих за надёжность и безопасность перевозочной работы на Монгольской железной дороге, а также изучение передовых технологий в этой области и их внедрение.

В ходе исследования потребовалось рассмотреть процессы трения и износа эксплуатируемых на Монгольской железной дороге колёсных пар, провести для этого лабораторные опыты на износ образцов колёсных комплектов грузовых и пассажирских вагонов, локомотивов, рельсов марок Р50, Р65, определить математические характеристики влияния внешних воздействий на степень износа колёсных пар и рельсов, путём математического моделирования и методом **“трибология”** разработать методику для борьбы с износами.

Согласно ГОСТ 15150, в первую очередь рассматриваются холодные климатические условия категории У, к которым относятся следующие атмосферные показатели:

- В тёплый период температуры +25 °С - +35 °С;
- В холодный период температуры –30 °С - –40 °С;
- Относительная влажность воздуха 45 % - 80 % ;
- Атмосферное давление 84,0 кПа - 106.7 кПа (630 мм рт.ст - 800 мм рт.ст).

По данным исследования, коэффициент надёжности и бесперебойной работы используемой на железной дороге техники и оборудования для ремонта и эксплуатации ходовых частей составлял 0.85 в 2006 году, 0.90 в 2010г и 0.93 в 2012 году.

2. Современная ситуация с эксплуатацией ходовых частей вагонов

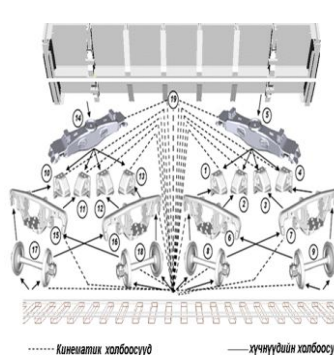
Поверхность качения колёсных пар вагонов находится в постоянном контакте и взаимном трении с плоскостью рельса, они изнашиваются. При этом давление на ось колёсной пары распределяет нагрузку от веса подвижного состава, передавая её рельсам. Одним из основных технико-экономических показателей работы железной дороги является подъёмная сила вагона, которая характеризует силу давления на верхнее строение пути. На Монгольской железной дороге используют по большей части длинные, тяжёлые по грузоподъёмности и дорогие грузовые вагоны, и для увеличения грузонапряжённости и скорости движения необходимо добиться самого оптимального взаимодействия между колёсными парами и рельсами с тем, чтобы снизить их истраемость и износ, в чём и заключается цель данного исследования.



Рис.1. Строение железнодорожного пути, подвижной состав

Стандарт MNS6229-2010 устанавливает классификацию степени давления на ось пути в привязке к грузонапряжённости и скорости движения.

При движении ходовая часть вагона, находясь под постоянным воздействием сил и напряжений, работает во взаимодействии с рельсовой поверхностью, поэтому строение, конструктивное исполнение, расширение и т.п. рельсов и шпал напрямую влияют на неё.



Примерная схема ходовой части вагона:

- - - Кинетическое взаимодействие между кузовом вагона и колёсной парой,

_____ Линия сил и напряжений, передающихся через узлы ходовой части от кузова вагона на колёсную пару

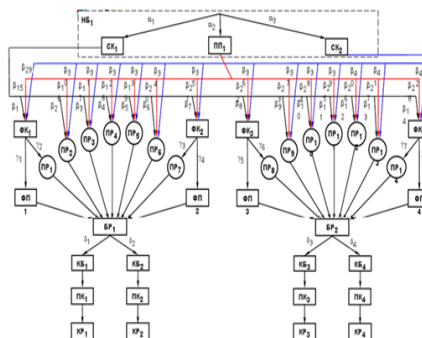
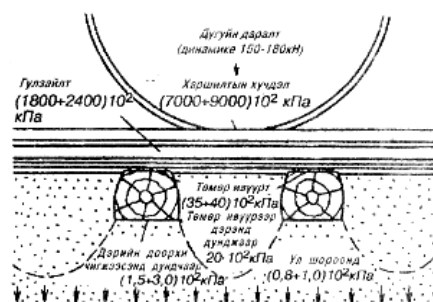


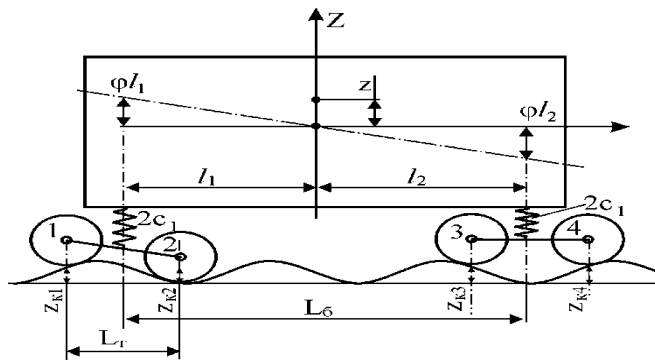
Схема передачи сил и напряжений от кузова к колёсной паре:

НБ₁-несущая балка рессоры, СК₁-скользящий контакт, ПП₁-подпятник, ФК₁-фрикционный клин, ПР₁-парная рессора, ФП₁-фрикционная пластина, БР₁-боковая рама, КБ₁-корпус буксы, ПК₁-подшипники качения, КР₁-колёсное ребро



Взаимодействие между рельсами и колёсной парой

Для математического описания постоянно действующих и возрастающих при ускорении движения едущего по неровному пути поезда инерционных сил, приходящихся на колёсную пару, применимо уравнение Даламбера:



$$\Delta z_1 = \left(z - \frac{z_{k1} + z_{k2}}{2} + l_1 \cdot \varphi \right)$$

$$\Delta z_2 = \left(z - \frac{z_{k3} + z_{k4}}{2} + l_2 \cdot \varphi \right)$$

$$z(t) = \frac{(v_{подпр})^2 \cdot h_{пер}}{4((v_{подпр})^2 - \omega^2)} \cdot \left[\sum_{i=1}^4 \cos\left(\omega \cdot t - \frac{2 \cdot \pi \cdot l_i}{h_{пер}}\right) - \cos(v_{пер} \cdot t) \right]$$

$$z_{вин}(t) = \frac{(v_{подпр})^2 \cdot h_{пер}}{(v_{подпр})^2 - \omega^2} \cdot \frac{1}{4} \cdot \left[\sum_{i=1}^4 \cos\left(\omega \cdot t - \frac{2 \cdot \pi \cdot l_i}{h_{пер}}\right) \right]$$

График зависимости \$z(t)\$ (красная линия) и \$z_{вин}(t)\$ (синяя линия) от времени \$t\$. Ось \$z\$ имеет значения от -0.005 до 0.005, ось \$t\$ — от 0 до 2.

3. Метод предварительной диагностики износа деталей вагона:

В зависимости от погодных условий, конструктивных особенностей и качества использованных материалов ходовых частей вагона, действующего на них комплекса сил и характера трения могут возникнуть разнообразные повреждения и аварии, такие как конструкционные, технологические, эксплуатационные, которые отрицательно сказываются на показателях безопасности движения. Мы исследуем, как с помощью средств цифровой техники, используя явление магнитной памяти металла, предупредить такие последствия.

Метод с использованием магнитной памяти металла заключается в том, чтобы по характеру распространения магнитного поля определить, где на поверхностях деталей ходовых частей вагона образуются области концентрации напряжения, и найти основные причины интенсивно протекающих там процессов коррозии, усталости, искривлений. Механические напряжения прямо связаны с собственной или остаточной намагниченностью и факт образования дефектов в результате статических или циклических нагрузок или геомагнитного воздействия исследуется по механико-магнитной зависимости на поверхности материала. Это возникновение магнитных потерей вследствие поверхностной механико-магнитной зависимости, которое проявляется в виде дефектов или концентрации напряжений, называется магнитной памятью металла.

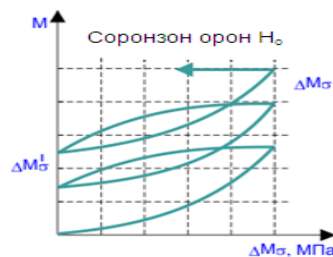


Рис. 2. Диаграмма зависимости “намагниченность-прогиб”:

ΔM_σ ба $\Delta M_\sigma'$ — остаточная намагниченность до и после приложения нагрузки;
 $\Delta \sigma$ — циклическое изменение нагрузки; H_0 — внешнее магнитное поле.

Износ и разрушение ходовых частей или появление трещин в местах концентрации напряжений даёт информацию об изменении магнитного поля под действием магнитного поля Земли, проявляясь через собственное магнитное поле, а определённое с помощью метода магнитной памяти металла изменение распределённого по поверхности тела магнитного поля (H_p) изображается в виде линий. Например, линия с $H_p=0$ принадлежит участку с наибольшим магнитным сопротивлением и указывает на самую серьёзную

деформацию структуры металла любого рода, то есть выводит на участок с наибольшей концентрацией внутренних напряжений.

Область концентрации напряжений в деталях ходовых частей вагона становится центром возникновения усталости и разрушения:

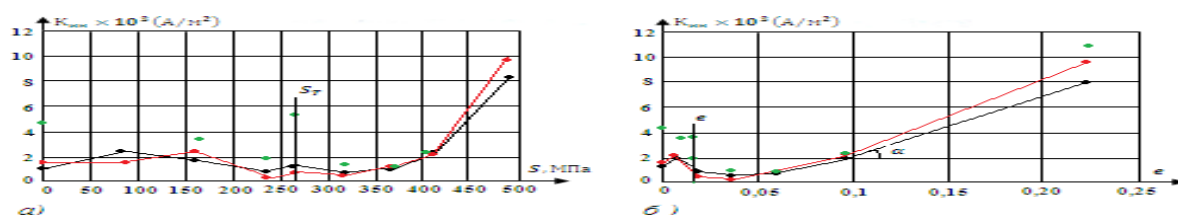


Рис.3: $K_{ин}$ - градиент рассеяния магнитного поля с нормальной структурой, e - изображение существующего относительного растяжения и S - функция напряжений растяжения.

S_m и e_m - пограничная ползучая относительная деформация и взаимное соответствие напряжений.

● ● ● Зависимость $K_{ин}(S) - K_{ин}(e)$ или фазовое соответствие.

Состояние торцевой части рамы вагонной тележки, определённое методом магнитной памяти металла

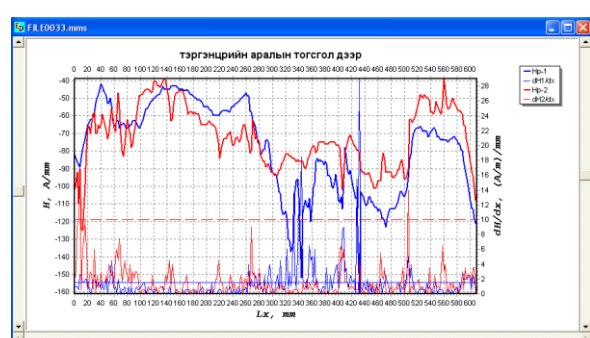


Рис.4: График градиента и магнитной напряжённости рамы тележки /по программе МПМ-система /

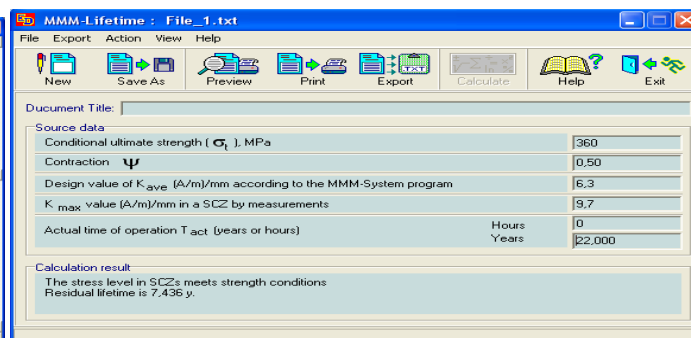


Рис.5: Внесение значений предела прочности материала, относительного сжатия, срока эксплуатации, среднего наибольшего значения градиента/по программе МПМ-ресурс/

MAIN CONCLUSION:

The metal magnetic memory /MMM/ measurement was conducted on wheel sets of railway wagon and measured data were compared with ultrasonic testing method, which is commonly used in present days.

The metal magnetic memory method shows advantages on early detection of defects and residual life assessment of the measured components.

The internal defect located in medium part of wheel axle used for ultrasonic test equipment calibration /СОП 07.09.01 РУ1Ш/ was used for MMM measurement with using ИКНМ-2ФП equipment and obtained experimental results.

According to MMM measured result, the residual life of wheel sets and axles is zero, because we intentionally measured of danger defect.

Result of this study shows MMM method can be used to test railway wagon components in order to determine their resource and development of diagnostics procedure for life assessment of railway wagon.



Схема1: Как продлить срок службы деталей ходовой части вагона, определив ресурс их работы с помощью метода магнитной памяти металла

Bibliography

1. W.T. Vlasov, A.A. Dubov “Physical theory of processes”
2. W.W. Lukin, L.A. Shadar “Design and calculation of wagon”
www.The metal magnetic Method.com
3. Zhong Wanxie, Zhang Hongwu, Wu Chengwei, The parametric variational principle and its applications in engineering, Science Press, Beijing (1997)
4. P. R. M. Lyra and K. Morgan “Archives of Computational Methods in Engineering “2000, Pages333-337.
5. Jin Xuesong, Shen Zhiyun, The development of wheel-rail rolling contact mechanics, Advances in Mechanics, 31, (2001), 33~46.
6. K. Elissa, “Title of paper if known,” unpublished.
7. R. Nicole, “Title of paper with only first word capitalized,” J. Name Stand. Abbrev., in press.

УДК 539.3.621.001.2

ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЗАДАЧ ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ СЕТЕЙ АО «МОСГАЗ»

Мурзаханов Г.Х., Хроматов В.Е., Щугорев В.Н.

*Московский городской Центр по исследованию физико-механических свойств
конструкционных материалов АО «МОСГАЗ», Россия, Москва
MurzakhanovGK@mos-gaz.ru*

Рассмотрены основные этапы прочностных расчетов произведенных на основе метода конечных элементов в Московском городском Центре по исследованию физико-механических свойств конструкционных материалов АО «МОСГАЗ». В качестве примера типового расчета на прочность, производимого в Московском городском Центре, рассматривается горизонтальная прокладка газопровода с выводом двух вертикальных участков. Также рассматривается не типовой расчет на прочность линии газопровода под действием нагрузки от веса вышеразмещенного грунта и от действия температурного перепада при прорыве теплоотрастисы размещенной над ним.

Ключевые слова: *прочность, устойчивость, численные методы, напряженно-деформированное состояние.*

MATHEMATICAL MODELING OF CONTAMINANTS DEPOSITION TO THE UNDERLYING SURFACE

Murzakhanov G. Kh., Khromatov V. E., Shchugorev V. N.

*Moscow city Center for the study of physical and mechanical properties
of structural materials of JSC " MOSGAZ», Russia, Moscow
MurzakhanovGK@mos-gaz.ru*

Describes the main stages of the structural calculations made on the basis of the finite element method in the Moscow city Center for the study of physical and mechanical properties of structural materials of JSC "MOSGAZ". As an example of the model calculation of the strength produced in the Moscow city Center, is considered a horizontal pipeline with the conclusion of the two vertical sections. Also being considered is not a typical strength calculation of the pipeline under load from the weight of the upstream primer and from the effect of the temperature drop at the break of a heating main located above it.

Key words: *strength, stability, numerical methods, stress-strain state.*

Введение

Современное проектирование, строительство и эксплуатация газопроводных систем невозможны без применения средств компьютерного моделирования и вычисления напряженно-деформированного состояния трубопровода и отдельных его частей. Однако зачастую на этапе проектирования ставятся задачи оценки прочности не только непосредственно трубы и арматуры, но и связанных с этой системой конструкций (опор, ограждений, футляров и т.д.). При этом оценку НДС таких конструкций необходимо производить в сжатые сроки, для того чтобы это существенно не влияло на разработку основной документации по прокладываемым газопроводам. В представленной работе приведен обзор двух прочностных расчетов, выполненных специалистами АО «МОСГАЗ» с применением современных численных методов.

В данной работе требовалось произвести расчет на прочность и устойчивость двух вертикальных и одного горизонтального участков с учетом врезанных тройников. Схемы

двух расчетных участков с обозначениями представлены на рисунке 1, вертикальные участки пронумерованы соответственно 1 и 2.

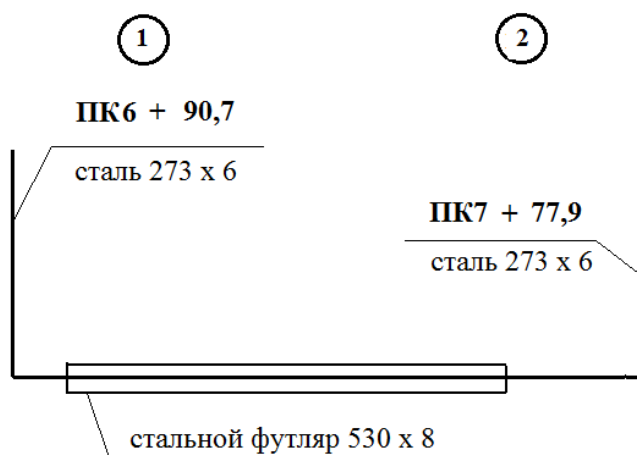


Рисунок 1. Схема участка

Расчет произведен на основе метода конечных элементов в программном комплексе *Ansys*. Нагружение данного участка можно разделить на пять составляющих:

- внутреннее давление газа в трубопроводе P_1 [1-2];
- собственный вес участков P_2 ;
- давление грунта на боковую стенку вертикальных участков P_3 ;
- равнодействующая давления грунта на верхнюю часть вертикальных участков P_4 ;
- давление грунта на горизонтальный участок в защитном футляре P_5 .

Коэффициенты надежности γ_f для каждой из нагрузок принимаются в соответствии с СП 35.13330.2011, из этого же документа следует, что коэффициенты сочетаний для данных нагрузок равны 1. При послойной засыпке с применением ручных трамбовщиков динамическая составляющая нагрузки мала по сравнению со статическим воздействием грунта, с учетом глубины залегания участков (от 2,52 до 12,4 метров) динамические коэффициенты для всех данных нагрузок равны $1 + \mu = 1$.

Давление P_3 вычисляем на основе соотношений механики грунтов аналогично давлению на вертикальную стенку, расположенную в грунте [3].

Равнодействующую давления P_4 вычисляем на основе соотношений механики грунтов аналогично давлению на трубы в траншеях [3].

Давление P_5 вычисляем на основе соотношений механики грунтов с учетом введенных условий Протоdjeяконова [3].

Результаты расчета приведены на рисунке 2 (напряжения).

Видно, что максимальные эквивалентные напряжения возникают на внешней стороне трубы, первого вертикального участка.

По результату расчета получены следующие значения, для стальной трубы:

Максимальные эквивалентные напряжения в стальной трубе, МПа	Предел текучести для труб из стали Ст3 диаметром 273 мм по ГОСТ 10705-80, МПа	Коэффициент запаса по напряжениям при статическом нагружении для стальной трубы
$\sigma_1 = 30,25$	$\sigma_{B1} = 225$	$[n] = 7,44$

для стального футляра:

Максимальные эквивалентные напряжения в стальном футляре, МПа	Предел текучести для труб из стали Ст3 диаметром 530 мм по ГОСТ 10705-80, МПа	Коэффициент запаса по напряжениям при статическом нагружении для стального футляра
$\sigma_2 = 1,22$	$\sigma_{B2} = 225$	$[n]_2 = 184,4$

Также для данных участков газопровода вследствие достаточно большой длины был произведен расчет на устойчивость

По результатам расчета получены следующие значения:

Коэффициенты запаса по устойчивости: для участка №1	Коэффициенты запаса по устойчивости: для участка №2
$k_{пред1} = 145,4$	$k_{пред2} = 63,3$

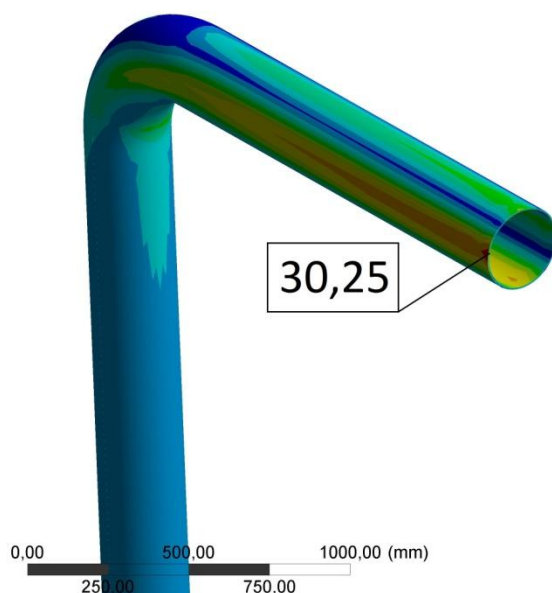


Рисунок 2. Напряжения в стальной трубе, МПа

Заключение

Исследование численными методами прочности участков газопроводов является важнейшим этапом контроля качества проектируемых и эксплуатируемых объектов. Прочностные расчеты позволяют на проектной стадии выявить наиболее нагруженные участки и определить значения максимальных напряжений, для дальнейшего вычисления коэффициента запаса прочности конструкции.

В рассмотренных примерах на основе результатов расчетов сделаны выводы, что прочность и устойчивость участков газопроводов обеспечена.

Библиография

1. Мурзаханов Г.Х., Быстрова Н.А. Оценка остаточного ресурса трубопроводов. М.: МГТУ им. Баумана, 2008. – 103 с.
2. Мурзаханов Г.Х., Барсуков А.А., Великоднев В.Я., Макишин А.В. Математическое моделирование высокоскоростного деформирования высоковязких сталей для магистральных газопроводов // Материалы XXII Международного симпозиума

«Динамические и технологические проблемы механики конструкций и сплошных сред» им. А.Г. Горшкова, 2016. – Том 1. – 36-37 с.

З. Новиков Ю.Н., Гутьеррес П., Кружалов Ю.М., Луппов В.Ф. Теория сооружений. М.: Колос, 1992. – 368 с.

УДК 532.135

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭЛЕКТРОРЕОЛОГИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ В ГИДРОБИОНИКЕ

Намдакова Е.Д.*, Намдаков Д.Ж.**

**Институт физического материаловедения СО РАН, Россия, Улан-Удэ,
namdakovaed@gmail.com*

***Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления,
Россия, Улан-Удэ, namdag2014@mail.ru*

Парадоксально, но факт: рыбы двигаются в вязкой и плотной воде со скоростями порою недоступными даже для полета птиц воздухе. Надо признать, что рыбы плавают не вопреки, а благодаря воде, с огромной выгодой для себя используя ее свойства и подчиняясь ей. В дополнение к многочисленным исследованиям в этом направлении, в данной работе предлагается использовать электрореологический эффект для создания "умной" поверхности с электроуправляемыми параметрами по принципу «бегущей» волны и таким образом попытаться смоделировать некоторые особенности техники плавания рыб.

Ключевые слова: *электрореологические материалы, механизм плавания рыб, эффект «бегущей» волны.*

THE USE OF ELECTORHEOLOGICAL MATERIALS IN HYDROBIONT

Namdakova E.D.*, Namdakov D.Z.**

** Institute of physical materials science, Russia, Ulan-Ude,
namdakovaed@gmail.com*

*** East Siberia State University of Technology and Management, Russia, Ulan-Ude,
namdag2014@mail.ru*

It is paradoxical but true: fish move in a viscous and dense water at speeds sometimes inaccessible even to birds flight the air. Need to recognize, that fish swim not in spite of, but because of the water, with a huge benefit for themselves using its property and obeying it. In addition to numerous researches in this direction, we suggest to use the electro-rheological effect to create a "smart" surface with electro-controlled parameters on the principle of a "running" wave and thus try to simulate some features of the swimming fish technique.

Key words: *electro-rheological materials, the mechanism of swimming fishes, the effect of the "running" wave.*

Введение

Наша цивилизация создает машины, обладающие все возрастающей удельной мощностью, использующие огромные давления и температуры. В то же время живая природа выбрала способ выработки энергии при низких давлениях и температурах. Живые биологические системы представляют, таким образом, идеальные энергетические прототипы. Исследования механизма быстрого плавания рыб, виртуозного полета насекомых с минимальным потреблением энергии и других примеров из живой природы могут подсказать ценные идеи для техники.

В данной работе предпринята попытка понять некоторые аспекты механизма плавания рыб и рассмотреть возможные пути создания на этой основе наилучшего и дешевого источника энергии. Лучший конструктор всех времен – живая природа имеет в наличии “хитроумные” материалы, пронизанные всевозможными нервными, мышечными и другими окончаниями, чутко реагирующими на события в приповерхностном слое и за сотни миллионов лет эволюции научившимися менять свойства материалов в нужном направлении. Мы же обладаем некоторым скромным набором очень условно “умных” материалов, куда можно отнести электрореологические материалы и соответствующий эффект. Казалось бы, что вся энергия при движении рыбы в воде уходит на преодоление силы ее сопротивления. Ведь, согласно классической гидродинамике тормозят движение вязкость и плотность воды. Парадоксально, но факт: рыбы двигаются в вязкой и плотной воде со скоростями недоступными для полета птиц в менее вязком и в еще менее плотном воздухе. Надо признать, что рыбы плавают не вопреки, а благодаря воде, за сотни миллионов лет эволюции идеально приспособившись к жизни в воде, с огромной выгодой для себя используя эту среду обитания и достигая при движении явления «сверхтекучести» – уменьшая трение воды до нуля.

Дельфины «научились» управлять сопротивлением воды за счет самоорганизации кожных покровов. Его мягкая, «умная» многослойная кожа волнообразными движениями гасит колебания воды [1]. Далее, образуется бегущая, с определенной скоростью и амплитудой по поверхности кожи, мышечная волна упругой деформации способная уменьшить гидродинамическое сопротивление – трение воды до нуля. Такую «бегущую» волну заметил в 1955 во Флоридском океанариуме Франк Эсапян с помощью подводной киносъемки. Еще одна особенность структуры кожи, которая может иметь значение при скоростном плавании – это направленные вдоль струй потока валики на коже китообразного, на которые впервые обратил внимание и дал схему расположения их на теле китообразного П. Пурвес, а точную схему дала Р. М. Суркина [2]. Однако дельфин не является рекордсменом по скорости плавания. Китообразные энергетически «несовершенны» в водной стихии по сравнению с рыбами – рыбы теплокровны (нет лишних затрат энергии на поддержание температуры тела), и обладают двухтактным дыханием по принципу «вдох и выдох». Рекордсмены по плаванию «истинные» рыбы – скорость меч-рыбы в три раза выше, чем у дельфина, а сопротивление растет, как известно, пропорционально квадрату скорости. Кожа, в отличие от дельфинов, у настоящих рыб жесткая, у большинства – чешуйчатая.

Природа придумала для рыб энергетически высокоэффективный и гениальный по простоте прямоточный гидродинамический (точнее гидрореактивный) движитель.

Дыхание рыб прямоточное (не двухтактное – «вдох и выдох» – как у дельфина и других животных) – вода проходит через глотку и выбрасывается через жабры назад это – идеально приспособленный к жизни и, одновременно, передвижению в воде двигатель. Форель (хариус), используя особые свойства холодной ледниковой воды и создав канал нужного профиля с помощью рта и жаберных крышек, может долго стоять в стремительном потоке горного ручья на одном месте, почти не работая плавниками и хвостом, а потом еще и сделать рывок вперед – против течения [3].

При быстром плавании рот и жаберные крышки постоянно открыты. Через жабры идет поток воды, скорость которой, сужая или расширяя жаберные щели, рыбы способны регулировать. Рыба может перейти в «реактивный» режим, т.е. задать потоку скорость большую, чем скорость движения ее самой, и создавать пристеночный слой, не обладающий трением (принцип «форелевой турбины» В.Шаубергера) – от состояния этого пограничного слоя скорость движения зависит весьма значительно. Так что рыбы, очевидно, управляют им.

Как известно, будучи предоставлено само себе, любое тело или вещество стремится принять наиболее энергетически выгодное состояние, и перемещается по наиболее энергетически выгодной траектории. А значит, получается, что естественное турбулентное

завихренное течение энергетически более выгодно, чем прямолинейное ламинарное? Но ведь традиционная гидродинамика утверждает: потери при ламинарном движении существенно меньше, чем при турбулентном, и потому инженеры всеми силами стараются предотвратить или хотя бы сократить образование турбулентностей [4].

Турбулентное движение среды весьма упорядоченно, правда, эта упорядоченность динамическая, «живая», зависящая, прежде всего, от размеров потока (обтекаемого тела) и его скорости, но не только от них – важную роль может играть и изменение вязкости, и шероховатость поверхности, и многие другие факторы [5].

Меркулов В. И. предлагает [6] так организовать постоянные электрические и магнитные поля, которые в морской воде будут создавать упорядоченные силы необходимые для движения, и собрать тороидальную конструкцию из магнитных колец и электродов, которые чередуются между собой (рис.1). Полюса этих колец создают взаимно перпендикулярные электрические и магнитные поля, которые заставляют двигаться электропроводящую жидкость вокруг поверхности тора, создавая объемную силу, компенсирующую торможение потока.

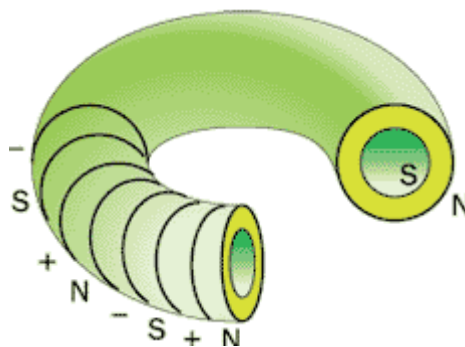


Рис. 1. Так может выглядеть двигатель для морской воды, собранный из чередующихся магнитных и электрических полюсов. Взаимодействие полей вызывает течения проводящей жидкости, подобные потокам в тороидальном вихре.

Объемную движущую силу можно создать таким способом только в электропроводной жидкости. В пресной воде потребуются сильные магнитные поля.

В дополнение к многочисленным исследованиям в этом направлении в данной работе предлагается использовать электрореологические материалы для создания «умной» поверхности с электроуправляемыми параметрами с эффектом поперечной и/или продольной бегущей волны. Электроуправляемыми поверхностными параметрами могут служить: смачиваемость поверхности от гидрофобной до гидрофильной; шероховатость поверхности (геометрия, направление, величина, периодичность микронеровностей); твердость поверхностей (пластичность, упругость); природа материала и некоторые другие физико–химические особенности поверхности.

Поперечная «бегущая» волна упругой деформации, распространяющаяся с определенной управляемой скоростью (подобная показана на рисунке 1) – это электроуправляемые чередующиеся элементы, способные создать течения с малым градиентом.

Управляемое винтообразное закручивание жидкости, генератор вихрей, можно создать электроуправляемыми чередующимися продольными прямыми или винтообразными элементами по принципу «бегущей» волны многополюсного электрогенератора.

Эти эффекты могут найти практическое применение в широком кругу устройств в разных отраслях техники (в насосах для перекачки жидкостей, судовых прямоточных движителях, в энергетических установках и других).

«Бегущая» волна перестраивает течение жидкости в периодическую структуру с малым градиентом скорости. При некоторых резонансных значениях фазовой скорости и амплитуды «бегущей» волны образуется пограничный слой с большим градиентом скорости, суммарное трение может обращаться в ноль или даже принимать отрицательное значение. Основная энергия при резонансных колебаниях материала в потоке жидкости должна переходить из упругой формы в кинетическую. Другая часть энергии рассеивается в материале в виде тепловой.

Заключение

Единственной заслуживающей внимания работой в этом направлении являются исследования гениального Виктора Шаубергера, однако не имеющие теоретического обоснования. Наблюдая за плаванием форели в разное время года и при разных температурах воды, Виктор Шаубергер пришел к выводам, которые современная общепризнанная гидродинамика не то что отрицает, а просто не считает нужным рассматривать [7]. Физическая суть их заключается в том, что должным образом организовав и направив турбулентное течение, можно не просто сократить потери, но и превратить часть внутренней (тепловой) энергии воды в механическую работу – то есть усилить течение за счет охлаждения (или нагрева) воды. Этот способ является наилучшим и самым дешевым источником энергии. Системы ее производства, в отличие от современной технологии выработки энергии основывается на низких давлениях и температурах.

Библиография

1. *Kramer M.O.* The dolphins secret // Journal of the American Society of Naval Engineers. – 1961. – Vol.73, No.1. – P. 103–108.
2. *Томилин А.Г.* В мире китов и дельфинов. М.: Знание, 1980. – 222 с.
3. *Шаубергер В.* Энергия воды. М.: Эксмо, 2007. – 320 с.
4. *Лысенко В. С.* Технология снижения гидравлических потерь в напорных трубопроводах // Современные наукоемкие технологии. – 2014. – №3. – С. 59–61.
5. *Меркулов В.И.* Гидродинамика знакомая и незнакомая. М.: Наука, 1989. – 136 с.
6. *Меркулов В.И.* Загадки плавания рыб // Наука и жизнь. – 2001. – №12. – С. 88–90.
7. *Шадрин А.А.* Вихроны. М.: Директ–Медиа, 2013. – 667 с.

УДК 621.0

ДИНАМИКА СИСТЕМЫ С КОМПЕНСИРУЮЩЕЙ СВЯЗЬЮ И РЕЛАКСАЦИОННЫМ ТРЕНИЕМ

Нехаев В.А., Николаев В.А. *

Омский государственный университет путей сообщения, Россия, Омск

** NehaevVA@rambler.ru , NikolaevVA@omgups.ru*

Рассматривается полуактивная виброзащитная система, обладающая повышенной надёжностью функционирования и состоящая из двух каналов передачи возмущения, в одном из которых оно инвертируется. Теоретически и экспериментально выявлена высокая эффективность данной системы. Так, например, при ударном воздействии ее эффективность составляет 46,69 дБ

Ключевые слова: *механическая система, суммарная силовая характеристика, математическая модель, теоретические и экспериментальные исследования.*

DYNAMICS SYSTEM WITH COMPENSATING AND OSCILLATION DAMPER WITH SPRING

Nehaev V.A., Nikolaev V.A.*

Omsk State Transport University, Omsk, Russia

* NehaevVA@Omgups.ru, NehaevVA@Rambler.ru , NikolaevVA@Omgups.ru

Considered semi-active vibroprotection system with high reliability and functioning of two perturbation transfer channels, one of which it is inverted. Theoretically and experimentally identified the high efficiency of the system. For example, when the shock impact its effectiveness is 46.69 dB.

Key words: mechanical system, the total power characteristics. mathematical model, theoretical and experimental research.

Введение

Рассматривается одна из систем виброзащиты объекта, являющаяся полуактивной, следовательно, заряжающаяся потенциальной энергией только один раз при установке на машину или механизм. Реализуется такая полуактивная виброзащитная система с помощью физических элементов, обладающих двумя устойчивыми и одним неустойчивым положениями равновесия. Идея построения квазиинвариантных систем подвешивания базируется на работах профессоров Б.Н. Петрова, Я.Г. Пановко, П.М. Алабужева, М.П. Пахомова, С.В. Елисеева.

Цель исследования состоит в разработке методики проектирования квазиинвариантных систем виброзащиты механических объектов и проверке гипотезы профессора М.З. Коловского об упругом подвешивании демпфера вязкого трения, что должно положительным образом отражаться на динамическом поведении системы.

Итак, представляется механическая система, состоящая из защищаемой массы, основной пружины и параллельно включенных компенсатора внешнего возмущения и подпружиненного демпфера вязкого трения (рис. 1).

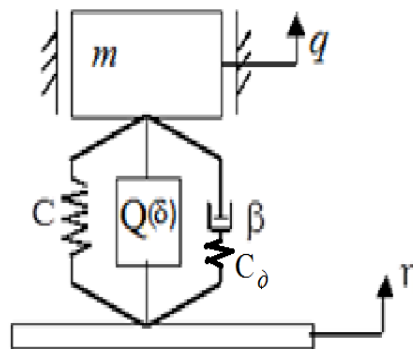


Рис. 1. Расчётная схема механической системы с компенсатором внешнего возмущения и упруго подвешенным демпфером вязкого трения

Основная идея построения квазиинвариантных динамических систем была изложена в [1, 2]. Здесь приняты следующие обозначения: m – масса защищаемого объекта, C – жёсткость основной пружины подвешивания, β – коэффициент вязкого трения в системе, C_δ – жёсткость пружины, включённая последовательно с демпфером вязкого трения, $Q(\delta)$ – силовая характеристика компенсатора внешнего возмущения, представленная на рис. 2,

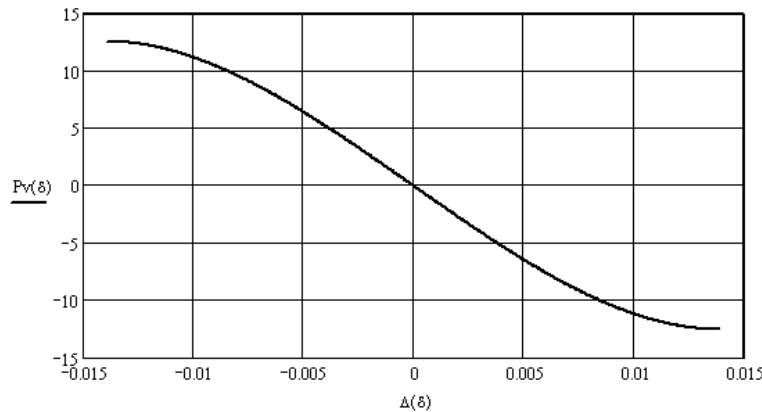


Рис. 2. Силовая характеристика компенсирующего устройства

q – перемещение твердого тела, δ – прогиб основного упругого элемента подвески, η – кинематическое возмущение, которое будем считать гармоническим. Силовая характеристика компенсатора внешнего возбуждения описывается следующим выражением:

$$Q(\delta) = -\Gamma \left(\frac{\Delta_{\max}}{R} - 1 + \sqrt{1 - \delta^2} \right) \delta, \quad (1)$$

где Γ – постоянная корректора, зависящая от конструктивных параметров виброзащитного устройства и их размеров, $\Delta_{\max}$ – максимальная предварительная деформация дополнительного упругого элемента, R – радиус подвижного узла виброзащитного устройства. Из рис. 2 вытекает очевидный факт, что жесткость компенсирующего устройства в рабочем диапазоне перемещений является отрицательной. Для аналитических исследований динамики механической системы авторы предлагают суммарную силовую характеристику основной пружины и корректора представлять в виде кубической параболы:

$$Q(\delta) = a_1 \delta + a_3 \delta^3,$$

коэффициенты которой можно найти, например, с помощью известного метода наименьших квадратов.

Уравнение движения исследуемой механической системы имеют вид:

$$\begin{cases} \ddot{q} + \frac{Q(\delta)}{m} + \gamma k_0^2 y = \gamma k_0^2 \eta; \\ -2n(\dot{q} - \dot{y}) + \gamma k_0^2 y = \gamma k_0^2 \eta, \end{cases} \quad (2)$$

где $\delta = (q - \eta)/R$ – относительный прогиб основной пружины и компенсатора внешнего возбуждения, $n = \beta/(2m)$ – коэффициент демпфирования системы, $k_0 = \sqrt{C/m}$ – частота собственных колебаний консервативной механической системы, $\gamma = C_\delta/C$ – отношение жесткости пружины поддерживающей демпфер вязкого трения к жесткости основной пружины подвешивания, y – перемещение точки упругого подвеса демпфера. Таким образом, рассматриваемая механическая система является нелинейной и обладает полутора степенями свободы.

Для математического моделирования система (2) приводилась к форме Коши, интегрирование которой осуществлялось в математическом пакете *Mathcad* численным методом Рунге–Кутты с постоянным шагом. Результаты численного моделирования системы при различных частотах внешнего возмущения представлены ниже.

Таблица 1. Динамические характеристики

Частоты внешнего возмущения, Гц	Относительные величины колебаний		Частота колебаний защищаемого объекта, Гц
	Перемещение	Ускорение	
1,5	0,065847	0,0070503	0,312
3	0,043832	0,0069709	0,304
6	0,029433	0,0070845	0,305
12	0,018196	0,0070237	0,307
24	0,009940	0,0069008	0,305
31,5	0,0081793	0,0068361	0,289
48	0,0050938	0,0068717	0,307

Анализ таблицы указывает на то, что защищаемый объект с системой виброзащиты, построенной на принципе компенсации внешнего возмущения с подпружиненным демпфером вязкого трения, совершает колебания с частотой, приблизительно равной 0,3 Гц, независимо от частоты внешнего возмущения.

Чтобы определить действительную амплитуду перемещения объекта достаточно относительную величину умножить на $\eta_0 = 0,02$ м.

Установлено, что ускорения малы (для получения действительных величин ускорения перемещения нужно умножить относительную величину на $g = 9,81$ м/с²), следовательно, разработанная система виброзащиты объекта обладает хорошими качествами.

Заключение

Для настройки виброзащитной системы появился дополнительный параметр C_d – жёсткость пружины упругого подвеса демпфера вязкого трения. Конструктивные параметры компенсирующего устройства находились минимизацией среднеквадратического отклонения от нуля суммарной силовой характеристики.

Колебания защищаемого объекта происходит на частоте 0,3 Гц с амплитудой от 1,32 до 0,1 мм, уменьшаясь с ростом частоты внешнего возмущения, т.е. виброзащитная система работает в резонансной зоне.

Ускорения защищаемого объекта не превышают 0,071 м/с².

При ударном воздействии эффективность виброзащитной системы составляет 46,69 дБ.

Важное свойство квазиинвариантных устройств защиты заключается в том, что статический прогиб механической системы не меняется, несмотря на установку компенсирующего устройства.

Разработанная виброзащитная система, состоящая из основного упругого элемента и параллельно включенных компенсатора внешнего возмущения и подпружиненного демпфера вязкого трения, достаточно эффективно выполняет свои функции.

Библиография

1. V.A. Nekhaev, V.A. Nikolayev. SYNTHESIS OF INVARIANT VIBROPROTECTION SYSTEM (THEORY AND PRACTICE) / NONLINEAR VIBRATION PROBLEMS, Poland, Warszawa, 1993. – Pp. 313 – 324.
2. I. Galiev, V. Nekhaev, V. Nikolaev, A. Gorbachev. Dynamic properties of vehicles with invariant vibroprotection system // The papers of the 1-st Russian Korean International Symposium on Applied Mechanics. Novosibirsk, 2001. – Pp. 63 – 68.

УДК 534.282, 621.452.3

ВЛИЯНИЕ МОМЕНТНОЙ ЖЕСТКОСТИ ФЛАНЦЕВОГО СОЕДИНЕНИЯ НА ДИНАМИКУ РОТОРА

Низаметдинов Ф. Р.

*Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана,
Россия, Москва, frnizametdinov@list.ru*

В статье рассматривается моделирование жесткостных свойств фланцевых соединений роторов, которые в значительной мере могут определять их общую динамику. Показано, что значение моментной жесткости существенным образом зависит от контактных деформаций поверхностей фланцев, которые в свою очередь зависят от изгибающего момента, усилия затяжки болтов и осевой силы, растягивающей соединение. Анализ влияния, полученных результатов на динамику модельного ротора показал необходимость учета контактной податливости стыка фланцевого соединения роторов.

Ключевые слова: *фланцевое соединение, моментная жесткость, усилие затяжки, контактная податливость.*

INFLUENCE OF THE FLANGE JOINT MOMENT STIFFNESS ON THE ROTOR DYNAMICS

Nizametdinov F. R.

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russia, frnizametdinov@list.ru

In the article simulation of rotors flange joints stiffness properties is considered. These properties can largely determine of the rotor overall dynamics. It is shown that the value of the moment stiffness essentially depends on the contact deformations of the flange surfaces, which in turn depend on the bending moment, the bolt tightening force and the axial force stretching the joint. Analysis of the effect, the results obtained on the model rotor dynamics has shown the need to take into account the contact compliance of the rotors flange coupling joint.

Key words: *flange connection, moment stiffness, tightening force, critical frequencies, contact compliance.*

Введение

Болтовые фланцевые соединения – один из наиболее широко применяемых в машиностроении видов разъемных соединений, в частности такие соединения часто используются в роторах газотурбинных двигателей (ГТД). Фланцевые соединения не являются абсолютно жесткими, более того, часто именно они могут определять общие жесткостные свойства конструкции в целом. Их учет в задачах моделирования и анализа общей динамики ГТД весьма важен.

Результаты, представленные в работах [1,2], показывают, что задача моделирования фланцевых соединений и анализ их влияния на динамические процессы не имеет универсального решения, так как такое соединение имеет нелинейную жесткостную характеристику. Жесткость может существенно зависеть от большого количества факторов – геометрии болтовых соединений, величин зазоров и натягов соединяемых конструкций, усилий затяжки болтов, режимов работы двигателя и т.д.

Характеристики фланцевых соединений выявляются в условиях контактного взаимодействия, поэтому задача моделирования фланцевых соединений роторных машин ставится как нелинейная контактная задача с переменной зоной контакта [3].

В настоящее время существует множество работ ([4,5]), посвященных исследованию изменений жесткости фланцевого соединения и влиянию этого эффекта на динамику системы. Среди этих работ можно встретить как исследования, посвященные экспериментальному изучению нелинейного поведения фланцевых соединений, так и работы, в которых предпринимались попытки уточнить классические методики расчета путем конечно-элементного моделирования и разработки уточненных аналитических моделей. В работе [5] авторы отмечают, что снижение жесткости фланцевых соединений, полученной на МКЭ моделях, может достигать 60% относительно стандартного аналитического расчета. Во многих случаях авторы отказались от имеющих ограниченную применимость аналитических моделей в пользу прямого МКЭ моделирования, чтобы более детально изучить нелинейные эффекты во фланцевых соединениях. Вместе с тем, даже при таком подходе, вводятся допущения, чтобы уменьшить как объем вычислений, так и улучшить сходимость решения [6]. В данной статье приводятся результаты расчетов, позволяющие определить степень влияния действующих в болтовом соединении факторов на его моментную жесткость.

Модельное фланцевое соединение

Рассмотрим типовое фланцевое соединение двух полых валов с помощью 8 болтов М5 (рис.1). Суммарное усилие затяжки болтов составляет $P_0 \approx 59 \text{ кН}$ [7]. Эта величина соответствует осевой нагрузке на соединение с абсолютно жесткими фланцами, при которой раскрывается стык между поверхностями фланцев. По аналогии с усилием P_0 за предельное значение изгибающего момента примем величину M_0 , соответствующую одновременному образованию зазора по всей поверхности абсолютно жесткого фланца. Для соединения на рисунке 1 $M_0 \approx 15 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

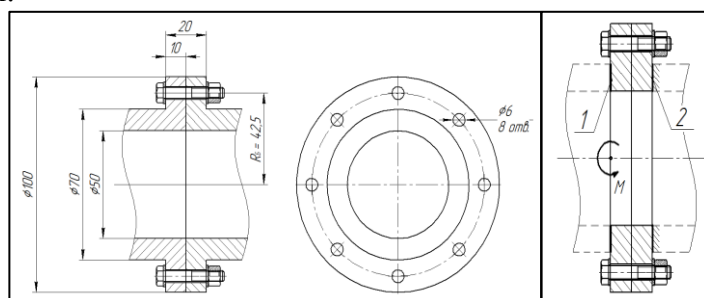


Рисунок 1. Модельное фланцевое соединение и граничные условия

Для получения моментной жесткости соединения использовался МКЭ комплекс общего назначения. В конечно-элементной модели соединения (рис.2) использованы квадратичные гексаэдральные элементы в количестве 24032 (126096 узлов). Моделируется контакт между фланцами, а также контакт головки болта и шайбы с фланцами. Затяжка болтов моделируется заданным усилием специальным элементом МКЭ системы «Bolt Load».

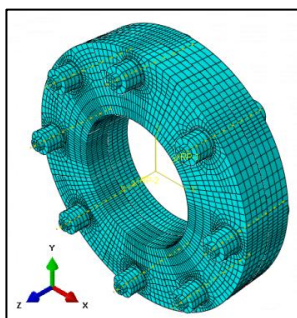


Рисунок 2. Конечно-элементная модель фланцевого соединения

На рисунке 3 изображены зависимости моментной жесткости соединения при учёте различных факторов.

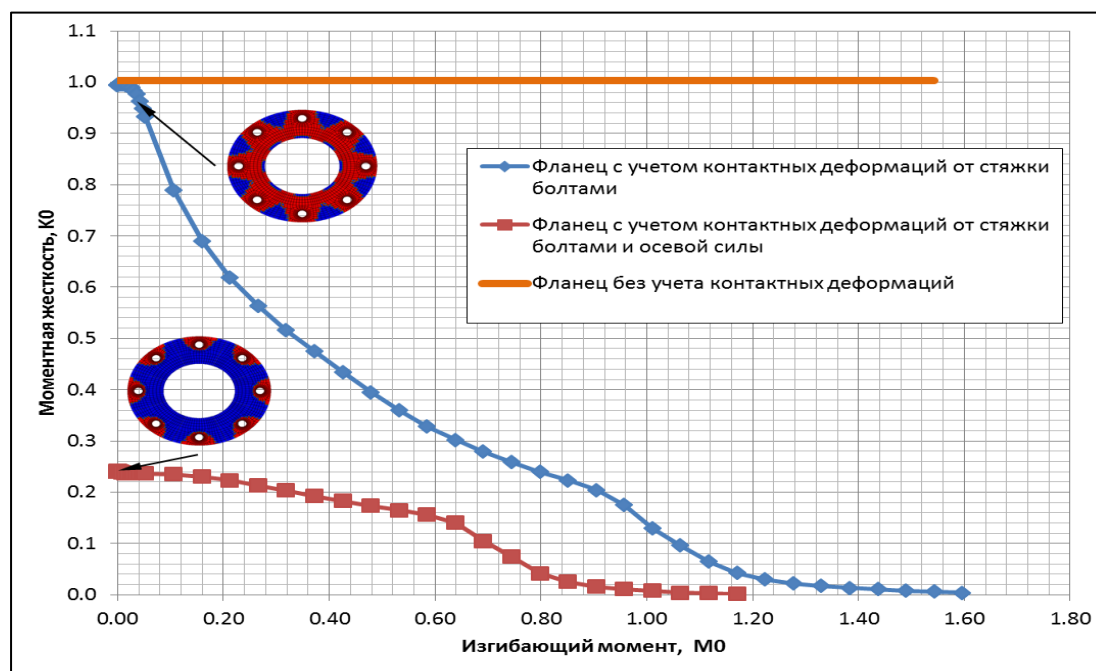


Рисунок 3. Зависимость моментной жесткости фланцевого соединения (в долях от K_0) от изгибающего момента (в долях от M_0) и растягивающей осевой нагрузки (2кН) при одинаковом усилии затяжки болтов. K_0 – жесткость фланцевого соединения без учета контактных деформаций ($K_0=1.31e+007$ Н·м/рад).

Растягивающая осевая нагрузка влияет на моментную жесткость фланца качественно так же, как затяжка болтов. Начальное значение жесткости существенно зависит от величины растягивающей осевой силы. Эта зависимость связана с изменением пятна контакта между фланцами при увеличении осевой силы (рис.3).

Влияние жесткости фланцевого соединения на динамику модельного ротора

Рассмотрим модельный двухопорный ротор (рис.4) с диском и описанным выше фланцевым соединением (рис.1). Масса ротора с диском 102.4 кг, масса диска 85.5 кг, длина ротора 1156 мм, внутренний диаметр вала – 50 мм, наружный – 70 мм.

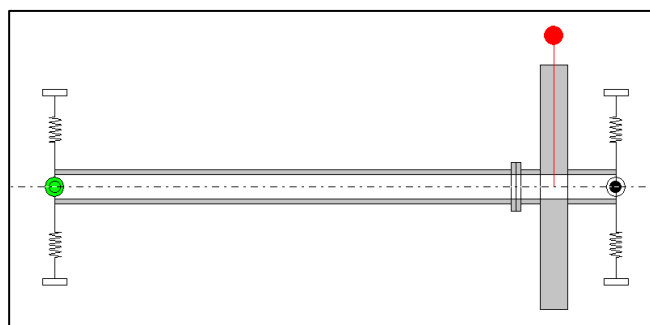


Рисунок 4. Модель ротора в Dynamics R4

Изменение жесткости фланцевого соединения моделируется в Dynamics R4 [8] с помощью элемента «Шарнир», представляющего собой дополнительную моментную податливость в сечении. Начальная жесткость фланца с затянутыми болтами практически соответствует жесткости фланца без учета контактных деформаций ($0.99K_0$). Это связано с тем, что

рассматривается модельный фланец с достаточно массивным полотном. В реальных ГТД полотна фланцев могут быть значительно податливее, в этом случае разница между этими двумя случаями будет более заметна. Начальная жесткость фланца с осевой нагрузкой и затянутыми болтами – $0.24K_0$.

В таблице 1 представлены значения критических скоростей в зависимости от учета различных факторов в соединении, а также их относительные отличия от критических скоростей для модели с жестким фланцем.

Таблица 2. Сравнение двух первых критических скоростей ротора в разных моделях фланцевого соединения

	Жесткий фланец	Фланец с учетом контактных деформаций		Фланец с учетом осевой силы и контактных деформаций	
Критические скорости, об/мин	5636	5604	0.6%	5443	3.4%
	15722	15518	1.3%	14668	6.7%

Из таблицы 1 видно, что учет контактных деформаций от стяжки болтами, осевой растягивающей силы приводят к снижению критической частоты вращения. В ГТД подобных соединений множество и их учет может дополнительно снизить резонансный режим в рабочую зону, что может сопровождаться высокими вибрациями.

Заключение

Жесткость фланцевых соединений является существенным фактором, определяющим динамические свойства ротора. Исследование, проведенное в данной работе, показало, что моментная жесткость фланцевого соединения является нелинейной функцией от изгибающего момента, величина которого связана с прогибом ротора от действия неуравновешенных сил. Математические модели фланцевых соединений для учета их влияния на динамику ГТД должны учитывать в обязательном порядке контактную податливость стыка всех соединяемых деталей, которая в свою очередь зависит от изгибающего момента, усилия затяжки болтов и осевой силы, растягивающей соединение.

Библиография

1. *Schwingshackl C. W. et al.* Modeling and validation of the nonlinear dynamic behavior of bolted flange joints // Journal of Engineering for Gas Turbines and Power. – 2013. – Vol. 135, No.12. – P. 1-10.
2. *Иванов А. С., Муркин С. В.* Методика расчета резьбового соединения, нагруженного произвольной системой сил и моментов // Современное машиностроение: наука и образование. Материалы. – 2014. – С. 389-398.
3. *Peng H. et al.* Rotor dynamic analysis of tie-bolt fastened rotor based on elastic-plastic contact // ASME 2011 Turbo Expo: Turbine Technical Conference and Exposition. – American Society of Mechanical Engineers. – 2011. – P. 365-373.
4. *Couchaux M., Hjiqj M., Ryan I.* Behaviour of bolted circular flange joints subjected to a bending moment and an axial force // 7th international workshop on connections in steel structures, Timisoara. – 2009. – P. 1-10.
5. *Perinpanayagam S. et al.* Non-linearities in an aero-engine structure: from test to design // Proceedings of the 2005 International Conference on Modal Analysis, Noise and Vibration Engineering, Leuven, Belgium. – 2004. – P. 3167-3182.

6. Бузлаев Д. Моделирование болтовых соединений в КЭ-комплексе SIMULIA Abaqus // САПР и графика. – 2015. – №. 5. – С. 2-7.

7. Биргер И. А., Иосилевич Г. Б. Резьбовые и фланцевые соединения. М.: Машиностроение, 1990. – 388 с.

8. Леонтьев М. К., Дегтярев С. А. и др. Программная система расчета динамики роторов Dynamics 4. Свидетельство об отраслевой разработке No. 6691. Отраслевой фонд алгоритмов и программ. Государственный информационный центр информационных технологий. Министерство образования Российской Федерации. 2006 г.

УДК 629.331

ВАРИАНТЫ БЕССТУПЕНЧАТО РЕГУЛИРУЕМЫХ ТРАНСМИССИЙ ДЛЯ ПОЛНОПРИВОДНЫХ ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ МАЛОЙ МОЩНОСТИ*

Нотов И.В., Рожнов А.А.

*Волгоградский государственный технический университет,
Россия, Волгоград, ivan_notov@mail.ru, fearinyou.x@gmail.com*

Представлены кинематические схемы регулируемых трансмиссий не фрикционного типа для малогабаритных полноприводных транспортных средств. Изменение передаточного отношения трансмиссий обеспечено регулированием преобразующего сферического механизма. В работе проведен анализ основных силовых характеристик трансмиссий. Разработанные схемы обеспечивают расширение диапазона регулирования передаточного отношения, упрощение конструкции и управления.

Ключевые слова: *бесступенчатая трансмиссия, полноприводное транспортное средство.*

OPTIONS FOR REMAINING ADJUSTABLE TRANSMISSIONS FOR FULLY-DRIVEN VEHICLES OF SMALL POWER

Notov I.V., Roznov A.A.

*Volgograd State Technical University, Russia, Volgograd,
ivan_notov@mail.ru, fearinyou.x@gmail.com*

Presented kinematic schemes of stepless transmissions are not friction type for small-sized all-wheel drive vehicles. The change in the gear ratio of the transmissions is provided by the regulation of the transforming spherical mechanism. The work analyzes the main power characteristics of transmissions. The developed schemes to provide the extension of the control range of the gear ratio, simplifying the constructed and continuous control.

Key words: *stepless transmission, all-wheel drive motor vehicle.*

Введение

Современные схемы трансмиссий полноприводной маломощной техники, в большинстве случаев, используют в своем составе механические и гидравлические устройства изменения передаточного числа. Использование вариаторов фрикционного типа на таких транспортных средствах является невозможным из-за больших габаритов передачи и невозможности передачи большого крутящего момента. Альтернативой современным устройствам передачи крутящего момента от двигателя на ведущие колеса транспортного средства являются импульсные вариаторы. В них достаточно просто реализовать передачу большого крутящего

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ 18-08-00170

момента при небольших габаритах, а также есть возможность реализовать стоповый режим, которого лишены современные коробки передач.

Целью данного исследования является изучение применения бесступенчатых приводов на основе сферических преобразующих механизмов на транспортных средствах и определение внешних характеристик, а также определение основных динамических показателей и качества их работы.

В работе представлены разработанные кинематические схемы бесступенчатых трансмиссий полноприводных транспортных средств. На рисунке 1 показана схема трансмиссии с импульсным вариатором [1].

Здесь крутящий момент от двигателя 1 через выбранную ступень в основной коробки передач 2, передается на ведущий вал 3 раздаточной коробки 4. Качающиеся обоймы 8 и 9 сферических преобразующих механизмов 5 и 6 начинают совершать колебательные движения. Амплитуда регулируется изменением угла наклона внутреннего кольца сферических преобразующих механизмов устройством 7. Далее колебания качающихся обойм через механизмы свободного хода 10 попарно передающих однонаправленное вращение через цилиндрические зубчатые передачи 11 и 12 передаются на выходные валы 13 и 14 ведущих мостов. Выходной вал 13 приводит в движение главную передачу 16 переднего моста, а та, в свою очередь, дифференциал 17, через который крутящий момент передается на приводной вал 18 и ведущие колеса 19 переднего моста транспортного средства. Выходной вал 14 через карданный вал 20 и главную передачу 21 заднего моста и дифференциал 22 передает крутящий момент на задние ведущие колеса 23 транспортного средства. При помощи сцепной муфты 15 в трансмиссии имеется возможность синхронизации вращения выходных валов 13 и 14.

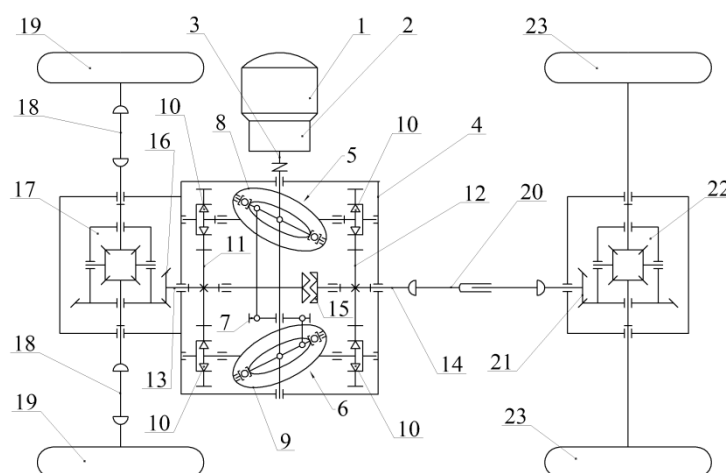


Рисунок 1. Кинематическая схема трансмиссии с импульсным вариатором:

1 – двигатель; 2 – коробка передач; 3 – ведущий вал; 4 – импульсный вариатор; 5, 6 – сферические преобразующие механизмы; 7 – механизм изменения угла наклона; 8, 9 – качающиеся обоймы; 10 – механизмы свободного хода; 11, 12 – зубчатые передачи; 13, 14 – выходные валы; 15 – сцепная муфта; 16 – ведущая шестерня главной передачи переднего моста; 17 – межколесный дифференциал переднего моста; 18 – приводной вал переднего моста; 19 – ведущие колеса переднего моста; 20 – карданный вал; 21 – ведущая шестерня главной передачи заднего моста; 22 – межколесный дифференциал заднего моста; 23 – ведущие колеса заднего моста

Для данной схемы трансмиссии построена характеристика изменения тягового усилия на ведущих колесах транспортного средства, которая представлена на рисунке 2 [3]. На графике видно, что линии характеризующие изменения силы тяги на ведущих колесах транспортного средства с применением импульсного вариатора в трансмиссии, при реализации повышенной

и пониженной передачи в основной коробке передач, позволяет приблизить кривые к идеальной тяговой характеристике. В сравнение построена тяговая характеристика трансмиссии с использованием аналогичного двигателя и шестиступенчатой коробки передач на всем рабочем диапазоне.

На рисунке 3 представлен вариант схемы трансмиссии двухосного полноприводного транспортного средства с использованием импульсной передачи на основе сферического механизма в раздаточной коробке [2].

Вращение от двигателя 1 через выбранную ступень коробки передач 2 передается на ведомый вал 3. Далее, в зависимости от выбранного диапазона раздаточной коробки 4, возможно два варианта работы. Один диапазон включается перемещением блока промежуточных шестерён 10 вправо по оси 12 до входа в зацепление с цилиндрическим колесом блока 8 и правым ведомым звеном межосевого дифференциала 13, при этом замыкается сцепная муфта 11, и движение передаётся через плавнорегулируемую передачу на основе сферического преобразующего механизма 5. Качающаяся обойма 6, которого совершает колебательные движения на своих цапфах с амплитудой, устанавливаемой регулировкой, которую можно осуществлять не прерывая движение, т.е. на ходу и под нагрузкой, включая нейтральное положение (соответствует нулевому отклонению качающейся обоймы 6). Далее поочерёдно включаются механизмы свободного хода 7, проворачиваясь на угол, равный углу отклонения качающейся обоймы 6, передавая через свои конические передачи движение на блок 8 и далее, с помощью цилиндрического колеса, через блок промежуточных шестерён 10 на правое ведомое звено межосевого дифференциала 13 и главную передачу 14 межколёсного дифференциала 15, приводные валы 16 переднего моста и вал 17, карданный вал 18 и главную передачу 19 заднего моста транспортного средства.

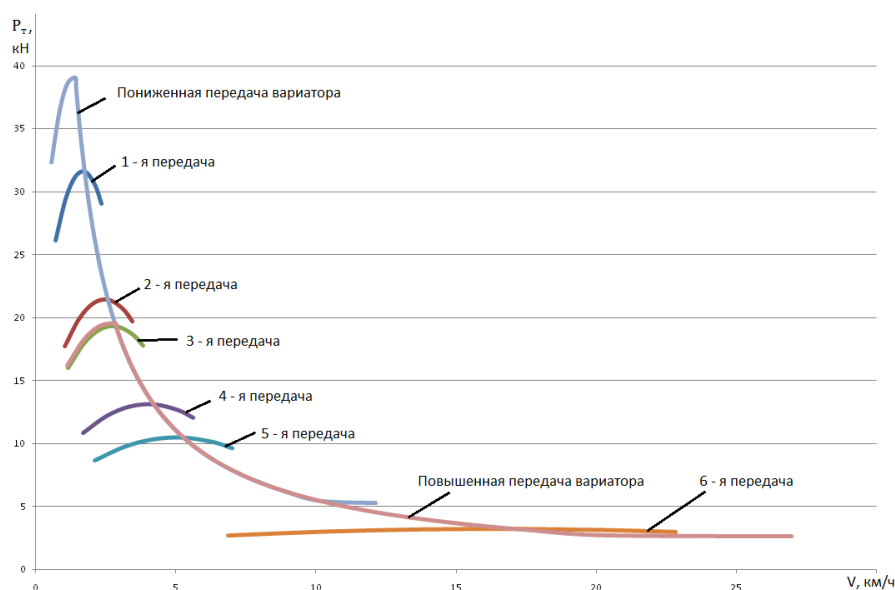


Рисунок 2. Тяговые характеристики транспортного средства

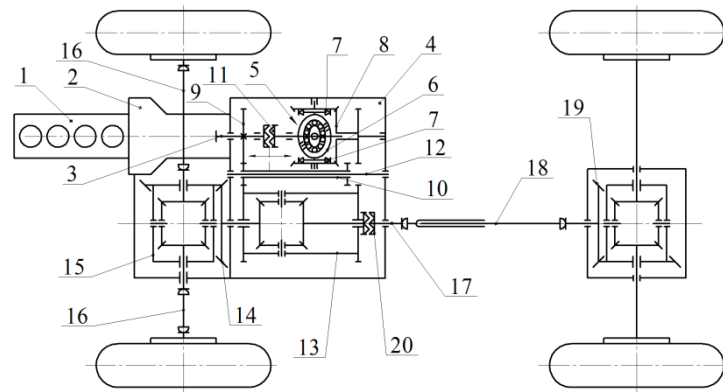


Рисунок 3. Трансмиссия двухосного полноприводного транспортного средств:

1 – двигатель; 2 – муфта сцепления и коробка передач; 3 – ведомый вал; 4 – раздаточная коробка; 5 – сферический механизм; 6 – качающаяся обойма; 7 – механизм свободного хода; 8 – блок колес; 9 – цилиндрическая шестерня; 10 – блок промежуточных шестерён; 11 – сцепная муфта; 12 – ось промежуточных шестерен; 13 – межосевой дифференциал; 14 – главная передача переднего моста; 15 – межколёсный дифференциал переднего моста; 16 – приводные валы; 17 – выходной вал; 18 – карданный вал; 19 – главная передача заднего моста; 20 – блокирующая муфта.

Другой диапазон реализуется перемещением блока промежуточных шестерен 10 влево до входа в зацепление с цилиндрической шестерней 9 и левым ведомым звеном межосевого дифференциала 13. При этом через связь размыкается сцепная муфта 11 и движение передаётся на межосевой дифференциал 13, а далее аналогично первому варианту работы. В случае преодоления тяжёлых дорожных условий вращения ведущего звена главной передачи 14 одной ведущей оси и вала 17 другой ведущей оси синхронизируются путём включения блокирующей муфты 20. При этом сохраняется возможность выбора любого из диапазона передач раздаточной коробки 4, обеспечивая простыми средствами распределение крутящего момента на ведущие оси в равных пропорциях.

Для данной схемы были получены зависимости силы тяги для двух диапазонов работы раздаточной коробки на всех ступенях коробки передач, графики зависимостей представлены на рисунке 4 [4, 5].

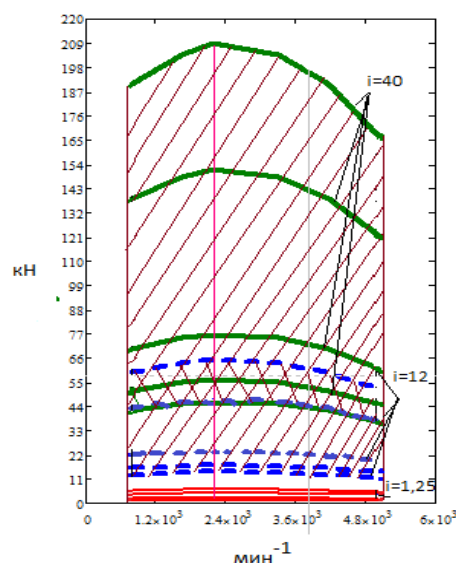


Рисунок 4. Зависимость силы тяги на ведущих колесах

Для пониженной передачи произведён расчет силы тяги с учетом изменения передаточного числа импульсного вариатора $i = 12 \dots 40$. Максимальное значение силы тяги на 1 передаче коробки перемены передач составило 5,94 кН. При $i = 40$ сила тяги составила 208,6 кН, что иллюстрирует значительный прирост силы тяги на ведущие колеса автомобиля и обеспечивает широкий диапазон её изменения.

Заключение

В предлагаемых схемах трансмиссий полноприводного транспортного средства простыми средствами достигается: расширение диапазона регулирования передаточного отношения, осуществляемого бесступенчато на ходу и под нагрузкой включая полную остановку транспортного средства, упрощение конструкции и управления.

Библиография

1. *Попов А.В., Нотов И.В.* Патент на изобретение № 2586430 Российская Федерация, МПК В60К17/34, В60К23/08. Привод колёс транспортного средства с передним и задним ведущими мостами / ВолгГТУ. – 2016.
2. *Попов А.В., Рожнов А.А.* Патент на изобретение № 2652359 Российская Федерация, МПК В60К17/348. Трансмиссия двухосного полноприводного транспортного средства / ВолгГТУ. – 2018.
3. *Нотов И.В.* Плавнорегулируемая трансмиссия для полноприводного транспортного средства специального назначения // XX региональная конференция молодых исследователей Волгоградской области (г. Волгоград, 8-11 дек. 2015 г.) : тез. докл. / редкол.: А.В. Навроцкий (отв. ред.) [и др.] ; Комитет молодёжной политики Волгогр. обл., Совет ректоров вузов Волгогр. обл., ВолгГТУ. - Волгоград, 2016. - С. 119-120.
4. *Рожнов А.А.* Обоснование кинематических характеристик двухдиапазонной трансмиссии для полноприводного транспортного средства // Сборник тезисов докладов по внутривузовскому смотру-конкурсу научных конструкторских и технологических работ студентов (г. Волгоград, 16-19 мая 2017 г.) / ВолгГТУ, Совет СНТО. - Волгоград, 2017. – С. 46-47.
5. *Рожнов А.А.* Определение кинематических и динамических характеристик полноприводного транспортного средства с двухдиапазонной раздаточной коробкой // Сборник тезисов XXII Региональная конференция молодых ученых Волгоградской области (г. Волгоград 21-24 ноября 2017г.) А.В. Навроцкий; Комитет молодёжной политики Волгогр. обл., Совет ректоров вузов Волгогр. обл., ВолгГТУ. - Волгоград, 2017. - С. 83-84.

УДК 539.4

ОЦЕНКА ПОВРЕЖДЕННОСТИ ЖАРОПРОЧНОГО СПЛАВА В УСЛОВИЯХ ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ПОЛЗУЧЕСТИ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМАХ НАГРУЖЕНИЯ С КРАТКОВРЕМЕННЫМИ ПЕРЕГРУЗКАМИ

Огородов Л.И.* , Алексейцев А.И.**

**Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Инженерно-строительный институт, Россия, Санкт-Петербург. I.ogorodov@mail.ru*

***Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова, Россия, Барнаул, sopromat116@mail.ru*

Рассматривается применение комбинированного кинетического уравнения для описания меры повреждений в момент разрушения жаропрочного сплава при сложных нестационарных режимах нагружения. Эффективность уравнения оценивается сравнением расчетных значений меры повреждений на момент фактического разрушения

образца с теоретическим значением, которое наблюдается при идеальном описании процесса разрушения.

Ключевые слова: поврежденность, уравнение повреждений, высокотемпературная ползучесть, кратковременные перегрузки, жаропрочный сплав

DAMAGE ASSESSMENT OF HIGH-TEMPERATURE ALLOY UNDER CONDITIONS OF HIGH TEMPERATURE CREEP UNDER NON-STATIONARY LOADING CONDITIONS, SHORT-TERM OVERLOADS

Ogorodov, L. I.* , Alexeytsev A. I. **

* Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Institute of civil engineering, Russia, Saint-Petersburg. I.ogorodov@mail.ru

** FSAEI HE Polzunov Altai State Technical University, Russia, Barnaul, sopromat116@mail.ru

The application of the combined kinetic equation to describe the measure of damage at the time of failure of a heat-resistant alloy under complex nonstationary loading conditions is considered. The efficiency of the equation is estimated by comparing the calculated values of the damage measure at the time of actual destruction of the sample with the theoretical value, which is observed in the ideal description of the destruction process.

Key words: damage, damage equations, high-temperature creep, short-term overload, heat-resistant alloy

Введение

Оценку ресурса конструкционных элементов приходится оценивать в условиях сложных нестационарных и температурных режимов нагружения. Многообразие расчетных зависимостей обусловлено огромным количеством факторов, которые необходимо учесть, чтобы феноменологическое описание процессов разрушения материалов совпадало с экспериментальными данными.

Кратковременные перегрузки, вызывающие пластические деформации, влияют на процессы ползучести и повреждение материала при дальнейшей длительной эксплуатации [1, 2]. Предлагается использовать в этих условиях для расчета поврежденности материалов комбинированное кинетическое уравнение

$$P = \sum_k^n P_{n,k} - D_k P_{n,k} P_{e,k} + P_{e,k} \quad (1)$$

Здесь $P_{n,k}$ - поврежденность материала на k -ой ступени нагружения, рассчитанная по силовому кинетическому уравнению наследственного типа [3].

$$P_n = \int_0^\tau \sigma_\vartheta(\theta) K(\tau - \theta) dA, \quad (2)$$

где σ_ϑ - приведенное напряжение в обобщенном критерии прочности Писаренко-Лебедева

$$\sigma_\vartheta = \chi \sigma_i + (1 - \chi) \sigma_1,$$

$K(\tau - \theta) = K(\xi)$ - ядро, определяемое по уравнению кривой длительной прочности материала.

Поврежденность от мгновеннопластического деформирования на соответствующей ступени нагружения определяется соотношением

$$P_{e,k} = \frac{\Delta e_{i,k}^{mn}}{e_{i,p}^{mn}}, \quad (3)$$

где $\Delta e_{i,k}^{mn}$ - приращение интенсивности мгновеннопластической деформации на k -ой ступени нагружения, $e_{i,p}^{mn}$ - интенсивность предельных деформаций.

Параметр D_k , рассчитывается на каждой ступени нагружения по выражению

$$D_k = a_1(\alpha)^2 + b_1\alpha + c_1, \quad (4)$$

где $\alpha = (\alpha^{mn} - \alpha^{6n})$ - угол (в долях π) между векторами, характеризующими путь нагружения при перегрузке и при основном режиме на соответствующей ступени. Следует отметить, что начало очередной ступени нагружения отсчитывается от начала перегрузки или (и) изменения режима основного нагружения.

В другом варианте зависимость (3) обобщалась выражением

$$P'_{e,k} = \frac{\Delta e_{\varepsilon,k}^{mn}}{e_{\varepsilon,p}^{mn}}, \quad (5)$$

где $e_{\varepsilon}^{mn} = \chi e_i^{mn} + (1 - \chi)e_{\varepsilon l}^{mn}$,

$$e_{\varepsilon,p}^{mn} = e_{i,p}^{mn},$$

$$e_{\varepsilon l}^{mn} = \frac{e_{xx}^{mn}}{2} + \sqrt{\left(\frac{e_{xx}^{mn}}{2}\right)^2 + \left(\frac{e_{x\theta}^{mn}}{2}\right)^2}.$$

При использовании для расчета выражения (5) параметр D'_k отличается от D_k в выражении (4) значениями постоянных

$$D'_k = a_2(\alpha)^2 + b_2\alpha + c_2. \quad (6)$$

Предложенное комбинированное уравнение повреждений проверялось на эффективность расчетом меры поврежденности сплава ЭИ-607А в момент разрушения образцов при нестационарных режимах высокотемпературного (700°C) нагружения [1] с перегрузками.

Уравнение кривой длительной прочности материала получено в виде

$$\sigma = 942,15 - 111,34 \lg \tau, \text{ где } \sigma \text{ в МПа, } \tau \text{ в секундах. Коэффициент } \chi \text{ равен } 0,65.$$

Значения коэффициентов в выражениях (4) и (6) определены следующими:

$$a_1 = 3,0; \quad b_1 = -2,5; \quad c_1 = 2,2; \quad a_2 = 2,2; \quad b_2 = -1,7; \quad c_2 = 2,0.$$

Режимы нагружения образцов из сплава ЭИ-607А и расчетные значения меры повреждений в момент фактического разрушения, посчитанные по комбинированному уравнению (1) приведены в таблице (P' - определялась с использованием выражения (5)).

Эффективность уравнения оценивалась путем сравнения расчетных значений меры повреждений на момент фактического разрушения образца с тем теоретическим значением $P_T = 1$, которое должно было бы наблюдаться при идеальном описании процесса разрушения. Так как в качестве функционального параметра уравнения силового типа (2) использовалась кривая длительной прочности сплава, а в уравнениях (3) и (5) деформационного типа - зависимость предельных деформаций, отвечающие 50% вероятности разрушения, то можно предположить, что при нестационарном нагружении (с перегрузками) теоретическое условие разрушения $P_T = 1$ отвечает той же вероятности.

Таблица 1.

Режимы нагружения									Расчетная поврежденность		
№ ре жи ма	№ stufe ни	σ_{xx} , МПа	$\tau_{x\theta}$, МПа	σ_i , МПа	Δe_{xx}^{Ml} , %	$\Delta e_{x\theta}^{Ml}$, %	Δe_i^{Ml} , %	Δe_{θ}^{Ml} , %	$\Pi_{[i]}$	Π	Π'
1	1	230	203	420	-	-	-	-	0,957	1,158	0,984
	2	230	203	420	-1,10	-1,44	2,0	1,42			
	3	230	203	420	+0,55	+0,72	1,0	0,59			
2	1	230	230	420	-	-	-	-	0,946	1,120	1,113
	2	230	230	420	-	-1,74	-2,0	1,61			
	3	400	-	400	-	0	0	0			
3	1	154	244	450	-	-0,87	1,0	0,80	1,112	1,093	1,053
	2	400	-	400	-	0	0	0			
	3	400	-	400	-0,51	-1,22	1,5	1,11			
	4	400	-	400	-1,50	0	1,5	0,85			
4	1	-230	-203	420	-	-	-	-	0,926	0,974	1,015
	2	-230	-203	420	1,00	-	1,15	1,15			
	3	400	-	400	0	-	0	0			
	4	400	-	400	-1,01	-1,44	1,85	1,03			

Закключение

По данным таблицы можно утверждать, что комбинированное (деформационного и наследственного силового типа) уравнение удовлетворительно описывает меру повреждений в момент фактического разрушения сплава ЭИ-607А при сложных нестационарных (особенно с перегрузками, вызывающими пластические деформации) режимах нагружения.

Библиография

1. Новиков А. П. Высокотемпературная ползучесть и длительное разрушение жаропрочного сплава с учетом мгновеннопластического деформирования при сложных нестационарных режимах нагружения. Автореф. дис. канд. техн. наук. – 1983. – 18 с.
2. Павлов П.А., Бронз В.Х., Новиков А.П. Длительное разрушение сплава ЭИ-607А при сложном термомеханическом нагружении // Проблемы прочности. – 1986. – №11. – С. 26-29.
3. Огородов Л.И. Экспериментальная проверка применимости уравнений повреждений наследственного типа для оценки момента разрушения сталей и сплавов в условиях высокотемпературной ползучести при нестационарных режимах нагружения // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1996. – №4. – С. 98-107.

УДК 62-1

ТЕХНИЧЕСКОЕ СОСТОЯНИЕ РЕЗЕРВУАРОВ В МОНГОЛИИ

Оросоо Л., Ургамалсүвд Д.

Монгольский Государственный университет науки и технологий,
Монголия, Улан-баатор, orosoo@must.edu.mn

Создана возможность определить вероятность отказов.

Ключевые слова: резервуар, отказ, срок эксплуатации, магнитная память.

TECHNICAL CONDITION OF TANKS IN MONGOLIA

Orosoo L., Urgamatsuvd D.

*The Mongolian State University of Science and Technology,
Mongolia, Ulaanbaatar, orosoo@must.edu.mn*

An opportunity to determine the probability of failure is created.

Key words: reservoir, failure, service life, magnetic memory.

Резервуарные парки относятся к числу основных систем жизнеобеспечения и являются базовыми составляющими топливно-энергетического комплекса Монголии. За последние годы число нефтехранилищ Монголии возросло до 97, тем самым вместимость резервуарного парка составляет более 390000 м³. «Средний возраст» которых около 25-30 лет при нормативном сроке эксплуатации – 20 лет. Учитывая, что резервуары относятся к системам повышенной пожаро-взрывоопасности, то очевидной становится проблема их безопасной эксплуатации в запроектных сроках при высоком уровне накопленных повреждений.

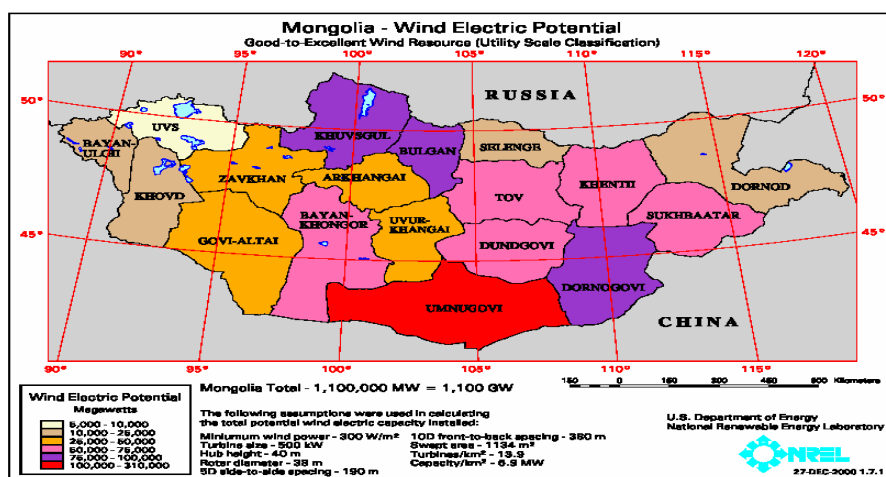


Рис.1. Схема размещения резервуарных парков для нефтепродуктов Монголии

Срок эксплуатации
вертикальных резервуаров

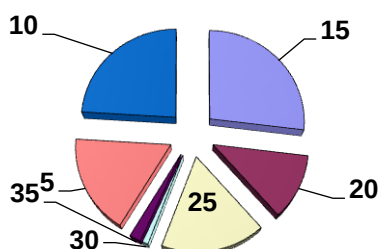


Рис. 2. Процентное выражение вертикальных резервуаров Монголий



Рис. 3. Общий вид эксплуатаций вертикального резервуара вместимостью 1000 м³

Одним из этапов решения возникающей проблемы является проведение комплексного обследования технического состояния резервуара, с помощью средств неразрушающего контроля.

Методы обследования дефектов вертикальных резервуаров

Монтаж металлических резервуаров в основном производится сваркой и особенно в зимние времена корпус и нижняя часть стенки находятся под очень высоким внутреннем напряженном состояний. Из-за неправильного соблюдения сварочной технологии при монтаже в корпусе и днище появляются дефекты связанные со сваркой а также деформации из-за неправильного соблюдения норм техническо-безопасности при эксплуатации.

Метод диагностирования обосновывается на следующих этапах исследования:

1. Внутреннее и внешнее обследование
2. Внешнее обследование стыков
3. Измерение толщины листов крыши и стенки и днища
4. Проводить проверку сварки неразрушающим методом

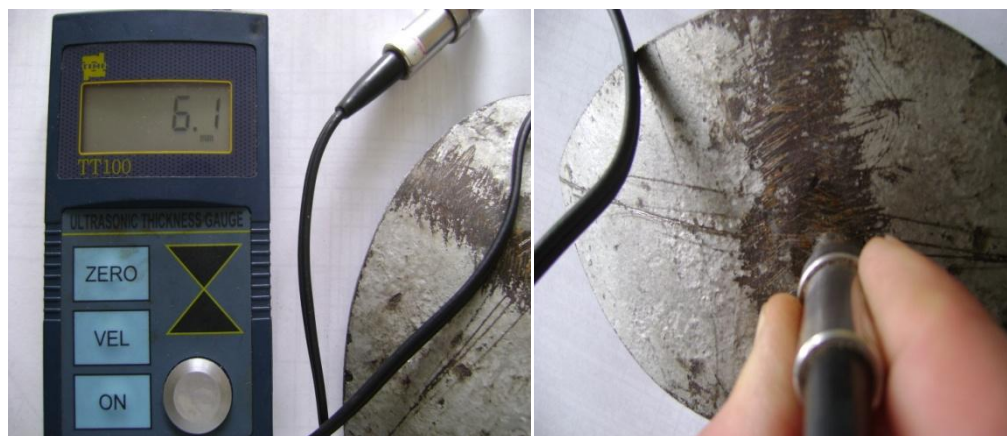


Рис. 4. Оборудование для измерения с помощью ультразвука

В ходе проведения технического обследования нами обнаруживаются следующие дефекты несоответствующие существующим нормам: дефекты сварных соединений, коррозионные язвы, вырывы, деформации листов, непровары, царапины, неравномерная осадка днищ, недопустимые уклоны стенки, трещины и др.

Для установления их причин возникновения обнаруживаемые дефекты были подразделены на три основных вида: заводские (обнаруженные на заводских сварных швах), монтажные, дефекты появившиеся в процессе эксплуатации (эксплуатационные).

На заводских сварных соединениях обнаруживаются: непровары, подрезы, поры, дефекты формы шва и раковины. После монтажа конструкции на швах и в основном металле

остаются такие дефекты как, непровары, подрезы, поры, раковины, вырывы, царапины, вмятины, участки с отсутствием шва, дефекты формы шва. В процессе эксплуатации резервуаров образуются следующие дефекты: коррозионные язвы, свищи, трещины, деформация листов (выпучины, вмятины) и неравномерная осадка днищ вертикальных сварных резервуаров, уклоны стенки. Хотя такое распределение весьма условно, так как некоторые дефекты трудно подразделить по установленным видам, но показывает в первом приближении на каком этапе «жизни» конструкции они возникают.

В работе показаны отношение количества отказов (нарушение герметичности) к общему числу обследованных вертикальных резервуаров. Сквозные свищи обнаружены на листах днища резервуара, в основном на месте оставленных после монтажа вырывов. Хотя после монтажа все они проходят гидроиспытания, но впоследствии в ходе эксплуатации ослабленное место разъедается коррозией насквозь. Данный пример показывает, что дефекты оставленные после монтажа (вырывы) в процессе эксплуатации превращаются в сквозные свищи. Также происходит и дефектами заводских сварных швов, которые под действием коррозионных процессов из допустимых переходят в недопустимые (подрезы). Достаточно трудно подразделить выявленные деформации листов, хотя при приемке резервуара недопустимых вмятин и выпучин быть не должно.

Резервуары вертикальные сварные

Анализ произведен по данным полного технического обследования 10 вертикальных резервуаров емкостью от 200 – 2000 м³. Из обнаруженных недопустимых дефектов при распределении по вышеуказанным видам получено, что 23% дефектов являются заводскими, 63 % - монтажными и 14% - эксплуатационными (рис-8).



Рис. 5. Отношение количества отказов (нарушение герметичности) к общему числу обследованных вертикальных резервуаров.

Всего было обнаружено дефектов несоответствующих существующим нормам – 305. Большинство дефектов обнаруженных в вертикальных резервуарах, это дефекты образованные при монтаже конструкции. В основном при монтаже резервуаров применяется ручная электродуговая сварка плавящимися электродами. Основные обнаруженные монтажные дефекты это подрезы и раковины (поры), их доля составляет около - 70%. В основном подрезы обнаруживаются в швах соединяющих стенку с днищем (уторное соединение) при сварке наклонным электродом. Раковины (поры) свидетельствуют об использовании некачественных или отсыревших электродов. В целом наблюдается низкое качество монтажно-сварочных работ и слабый контроль при приемке резервуара. Из заводских дефектов наиболее частыми являются поры и раковины составляющие свыше 30%. При эксплуатации ведущие к появлениям отпотин. Самыми многочисленными из эксплуатационных являются отпотины и свищи, их доля составляет свыше 50%.

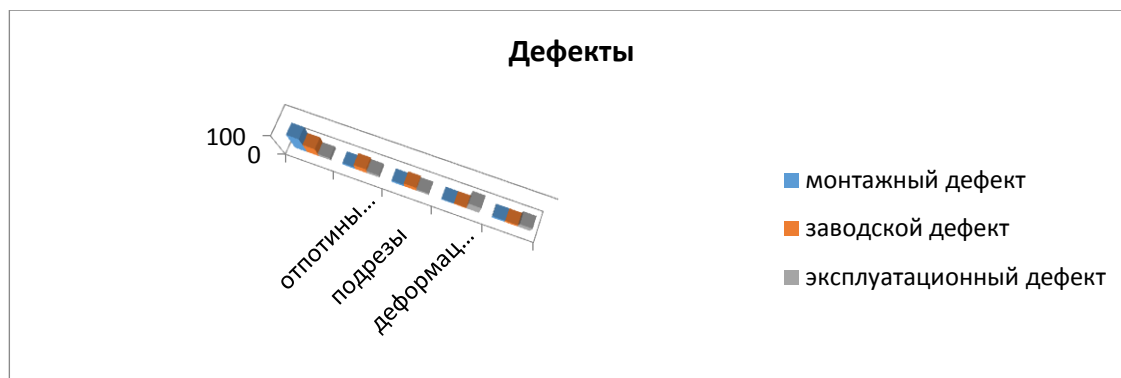


Рис. 6. Диаграмма дефектности стальных вертикальных резервуаров в процентном соотношении

Резервуары горизонтальные сварные

Анализ произведен по данным полного технического обследования 20 горизонтальных резервуаров емкостью от 50 м³. Из обнаруженных недопустимых дефектов при распределении по вышеуказанным видам получено, что 55% дефектов являются заводскими, 19 % - монтажными и 25% - эксплуатационными (рис-9,10). Всего было обнаружено дефектов несоответствующих существующим нормам - 85. Большинство дефектов обнаруженных в горизонтальных резервуарах, это дефекты образованные при изготовлении конструкции. В основном обнаружены раковины (поры), которые составляют около 47%, всех дефектов заводских швов. Низкий процент монтажных дефектов объясняется малым объемом монтажных работ, который в основном связан только с врезками технологических трубопроводов. Из эксплуатационных дефектов наиболее частыми являются деформации стенки составляющие свыше 40%.



Рис. 7. Диаграмма дефектности стальных горизонтальных резервуаров в процентном соотношении

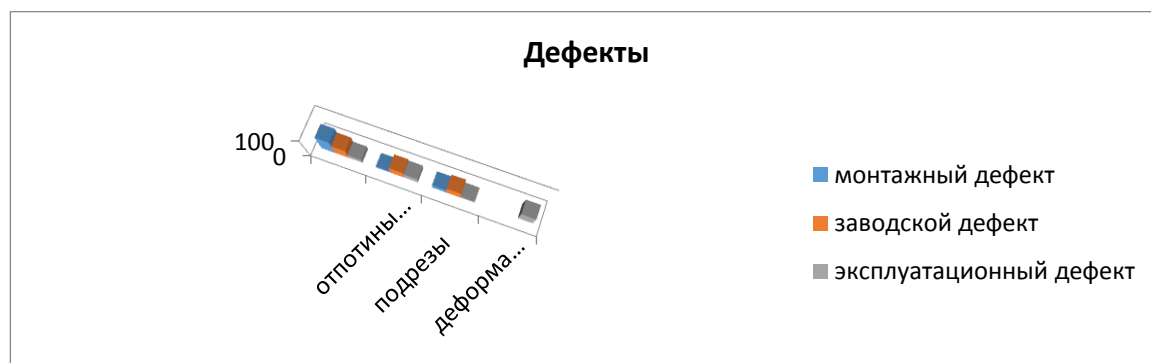


Рис. 8. Диаграмма дефектности стальных вертикальных резервуаров в процентном соотношении

И так мы имеем возможность установить остаточные ресурсы по вышеуказанным результатам. Еще придется уточнить напряженно-деформированные места, связанные с усталостью в данном положении. С помощью метода магнитной памяти металла иметь выразить величину индекса магнитной памяти m .

Выводы

1. В результате анализа установлено, что дефекты, образованные в процессе монтажа вертикальных резервуаров являются самыми многочисленными. В целом наблюдается низкое качество монтажно-сварочных работ и слабый контроль при приемке вертикальных резервуаров.

2. Исходя из этих данных, необходимо повышение качества работ при монтаже и эксплуатации резервуаров.

Библиография

1. Дубов А.А., Демин Е.А., Миляев А.И., Стеклов О.И. Контроль напряженно-деформированного состояния газопроводов // Газовая промышленность. – 2002. – №2. – С.58-61.
2. Матюнин В.М. Методы и средства безобразцовой экспресс-оценки механических свойств конструкционных материалов. М.: Издательство МЭИ, 2001.
3. Комаровский А.А. Диагностика напряженно-деформированного состояния // Контроль. Диагностика. – 2000. – №2. – С. 22-27.
4. Д.Ургамалсувд. Вопросы влияющие на эксплуатаций верикальных резервуаров, пути их решений // Актуальные проблемы нефтяной отрасли Монголий. – 2008. – №13. – С. 121.
5. Л.Оросоо. Остаточные ресурсы эксплуатируемых резервуаров. 2007 г. Монголия.

УДК 629.7; 004.896

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЭКРАННО-ВЫХЛОПНОГО УСТРОЙСТВА ДЛЯ ДВУХБАЛОЧНОГО ВЕРТОЛЕТА КА-226Т

Павлов А.Н., Цыдыпов Ц.Ц., Очиров Б.Б.

*Восточно-Сибирский государственный университет технологий и управления,
Россия, Улан-Удэ, Pavlov-msf-vsgutu@mail.ru, sssibik@mail.ru, bulatochirov@mail.ru*

Рассмотрены результаты теплового расчета экранно-выхлопного устройства вертолета Ка-226Т. Предложена оптимальная компоновка экранно-выхлопного устройства.

Ключевые слова: тепловой расчет, экранно-выхлопное устройство, вертолет, снижение температуры выхлопа.

THERMAL CALCULATION OF THE SCREEN-AND-EXHAUST DEVICE FOR THE DOUBLE-BEAM HELICOPTER KA-226T

Pavlov A.N., Tsydygov Ts.Ts., Ochirov B.B.

*East Siberia State University of Technology and Management, Russia, Ulan-Ude
Pavlov-msf-vsgutu@mail.ru, sssibik@mail.ru, bulatochirov@mail.ru*

The results of thermal calculation of the screen-and-exhaust device of the Ka-226T helicopter are considered. The optimal composition of the screen-and-exhaust device is proposed.

Key words: Thermal calculation, screen-and-exhaust device, helicopter, exhaust temperature decrease.

Введение

В настоящее время на Улан-Удэнском авиационном заводе идет освоение серийного выпуска легкого многоцелевого вертолета Ка-226Т. Он оснащается двумя турбовальными двигателями Arrius 2G1 компании SAFRAN HE мощностью 580 л.с. каждый. Вертолет имеет две хвостовые балки, которые расположены под выхлопными патрубками двигателей. Такая компоновка создает определенные проблемы, заключающиеся в существенном нагреве хвостовых балок газовыми струями от патрубков, что было подтверждено тепловым расчетом (рис. 1).

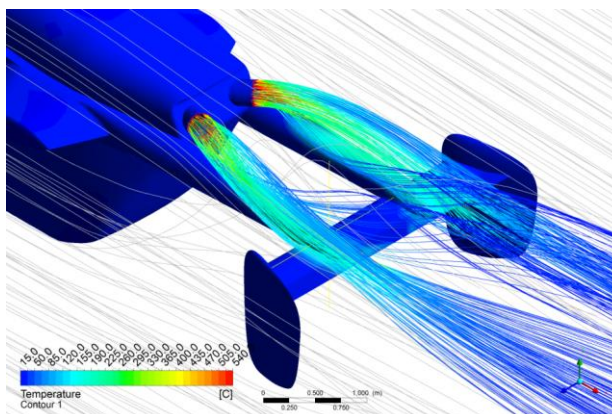


Рисунок 1. Нагрев хвостовых балок от выхлопа двигателей

Как видно, температура выхлопа составляет порядка 540°C , а верхняя поверхность балок нагревается до 220°C . Столь значительные тепловые нагрузки вынуждают прибегать к специальным мерам для повышения ресурса вертолета, например, установка на верхней поверхности балок защитных титановых накладок.

В данной работе рассмотрен другой способ, а именно использование экранно-выхлопного устройства (ЭВУ).

Цель исследования

Предложить наиболее рациональную компоновку ЭВУ по результатам теплового расчета.

В соответствии с поставленной целью необходимо решить следующие задачи: спроектировать 3D модель ЭВУ; выполнить тепловой расчет; проанализировать полученные результаты.

Основная часть

В традиционном понимании назначение ЭВУ состоит в уменьшении тепловой заметности летательного аппарата (ЛА) для экранирования его от ракет с инфракрасными головками самонаведения. В рассматриваемом случае ЭВУ служит для снижения тепловой нагрузки на хвостовые балки вертолета путем отвода (экранирования) от них потока горячих газов и охлаждения за счет смешивания с холодным заборным воздухом.

Размеры и форма присоединительной части ЭВУ должны соответствовать таковым у выхлопных патрубков двигателей. Эти данные были взяты из технической документации на двигатели и базовой контрольной структуры вертолета. ЭВУ имеет три входных отверстия, в два из которых поступает горячий поток от двигателей, а в третье – холодный воздух от несущих винтов вертолета. Одно выходное отверстие должно располагаться на достаточном удалении от хвостовых балок для уменьшения их нагрева. Таким образом, была спроектирована первоначальная компоновка ЭВУ в системе NX (рис. 2).

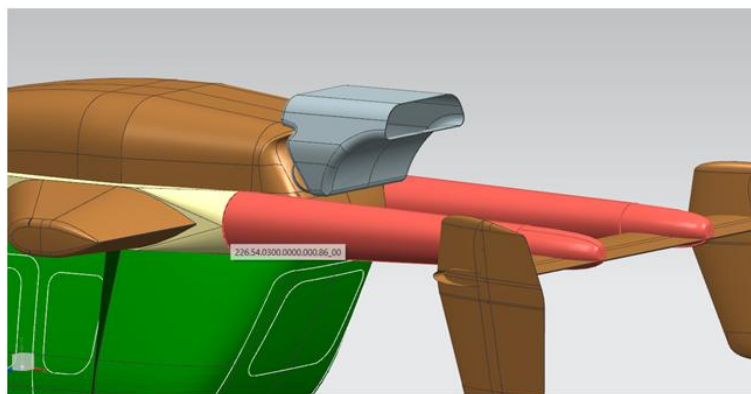


Рисунок 2. ЭВУ для вертолета Ка-226Т

На основе имеющейся трехмерной модели был выполнен тепловой расчет ЭВУ с помощью системы CFD (англ. *computational fluid dynamics*), позволяющей производить анализ гидродинамики различных текучих сред с учетом тепломассопереноса [1]. Решалась задача внутреннего течения в закрытом объеме, поэтому все входные и выходные отверстия были закрыты заглушками (рис. 3а), для внутренних граней которых были заданы соответствующие граничные условия (температура, давление и скорость потока).

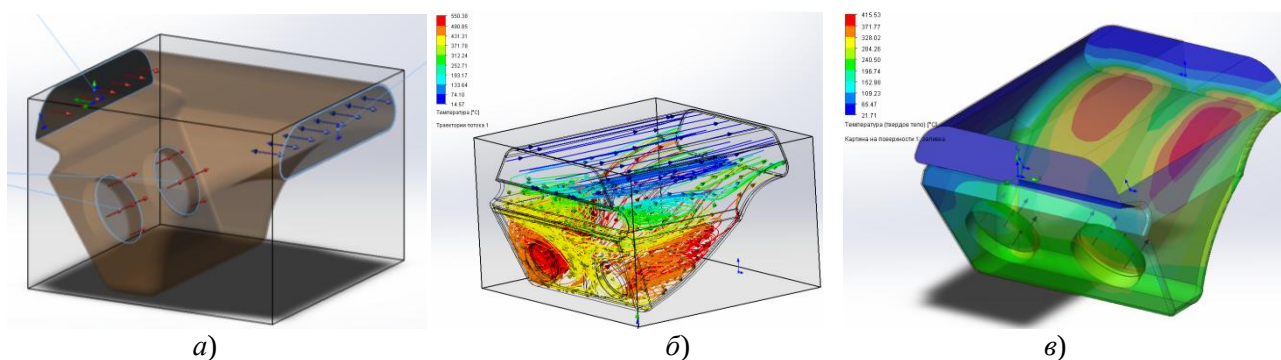


Рисунок 3. Результаты теплового расчета ЭВУ

После выполнения расчета были получены и проанализированы результаты – траектории движения струек воздуха с температурным полем (рис. 3б), а также температура нагрева внутренних стенок ЭВУ (рис. 3в). Температура на выходе ЭВУ составила примерно 200°C, а температура нагрева стенок напротив выхлопных патрубков – около 400°C. Последнее обстоятельство приводит к необходимости использования жаропрочных материалов в этом месте конструкции.

Также были проанализированы другие компоновки ЭВУ, например, с двумя выходными отверстиями, по одному на каждый двигатель. Но тепловой расчет показал существенный рост температуры выхлопа и стенок ЭВУ, поэтому в итоге от такой компоновки отказались.

Заключение

Таким образом, в результате теплового расчета была выбрана наиболее оптимальная компоновка ЭВУ для вертолета Ка-226 Т. В дальнейшем планируется детальная проработка внутренней конструкции ЭВУ и мест его крепления к фюзеляжу вертолета.

Библиография

1. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.

УДК 620.179.112.

ТРИБОТЕХНИЧЕСКАЯ НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Пилюшина Г.А., Памфилов Е.А.

Брянский государственный технический университет, Россия, Брянск
gal-pi2009@yandex.ru

На основе принципов фрикционного взаимодействия трибосопряжений деталей машин и оборудования лесного комплекса формулируются условия для повышения их надежной работы. Рассматриваются существующие методы испытания фрикционных материалов и конструкторско-технологические методы, направленные на повышение износостойкости и эффективности использования узлов трения рассматриваемых деталей.

Ключевые слова: надежность, триботехнические системы, трение, изнашивание, машины лесного комплекса, износостойкость.

TRIBOLOGICAL RELIABILITY OF MACHINES

Pilyushina G. A. Pamfilov E. A.

Bryansk State Technical University, Russia, Bryansk, gal-pi2009@yandex.ru

On the basis of the principles of friction interaction of tribo-stresses of parts of machines and equipment of the forest complex, conditions for improving their reliable operation are formulated. The existing methods of testing friction materials and design and technological methods aimed at improving the wear resistance and efficiency of the friction components of the parts under consideration are considered.

Key words: reliability, tribotechnical systems, friction, wear, machines of the forest complex, wear resistance.

Введение

Повышение надежности технологических машин различного назначения является одной из важнейших проблем современного промышленного производства. Решение этой проблемы в существенной степени может быть достигнуто путем конструкторско-технологического обеспечения высокой работоспособности узлов трения машин. В полной мере это относится и к оборудованию лесного комплекса, где основной причиной производственных отказов машин является преждевременное достижение предельных величин износа ответственных деталей и триботехнических узлов используемой техники.

Это связано с тем, что во многих случаях изнашивание приводит к потере требуемого уровня взаимного расположения ответственных деталей, снижению точности позиционирования и технологических перемещений рабочих органов машин, нарушению герметичности узлов силовых гидравлических систем, значительному увеличению рабочих нагрузок и т.д. В результате возникает заклинивание деталей, действие ударных нагрузок, вибраций, что способствует по мере развития износа существенным поломкам техники, увеличивает энергозатраты при выполнении технологических операций, приводит к перегреву механизмов, снижению передаваемых усилий, а, главное, к потере производительности техники и безопасности ее эксплуатации.

Повышение износостойкости рассматриваемых машин может быть достигнуто посредством направленной оптимизации отдельных составляющих комплексного критерия, названного нами триботехнической надежностью, и представляющего собой обобщенный показатель, характеризующий работоспособность техники по совокупности триботехнических параметров. К такого рода параметрам относятся – поверхностная

прочность при эксплуатационном воздействии, потери на трение, отражаемые коэффициентом трения, адгезионные и когезионные характеристики поверхностных слоев, их коррозионная стойкость, диссипативные свойства и т.д.

Поэтому проблема теоретико-экспериментального обоснования и производственной реализации перспективных путей технологического обеспечения и эксплуатационного сохранения требуемого уровня показателей триботехнической надежности на всех стадиях жизненного цикла рассматриваемых машин является своевременной и актуальной.

Существенным аргументом в пользу актуальности и необходимости проведения научно-технических разработок по повышению надежности рассматриваемой техники является необходимость воссоздания производства отечественных импортозамещающих образцов конкурентоспособных машин лесного комплекса, особенно с учетом того, что производство таких машин в РФ в настоящее время практически отсутствует.

Целью работы является создание перспективных конструкторских и технологических методов повышения триботехнических свойств материалов, покрытий и модифицированных функционально ориентированных износостойких слоев на основе использования результатов экспериментально-теоретических исследований процессов трения и изнашивания в сложных триботехнических системах.

Постановка задач и методов исследования

Целевая оптимизация этих характеристик должна осуществляться взаимосвязано на всех стадиях разработки, изготовления и использования рассматриваемой техники. Такой подход дает возможность уверенного обеспечения благоприятных значений совокупностей параметров, составляющих триботехническую надежность сопряженных деталей в узлах трения машин и оборудования и их рабочих органов в соответствии с особенностями условий эксплуатации.

Это обусловило необходимость постановки и решения комплексов теоретических, методологических и экспериментальных задач оптимизации состояния функциональных поверхностных слоев исследуемых деталей и узлов, эксплуатируемых в широких интервалах скоростей, температур, действующих нагрузок, при наличии вибраций, абразивных и активных сред и т.д.

Важной является необходимость решения задачи обоснования путей совершенствования известных и разработки новых способов и режимов упрочняющей обработки рассматриваемых деталей для обеспечения благоприятных значений параметров триботехнической надежности. Кроме того создание новых и усовершенствование известных конструкторских и технологических подходов позволит эффективно повысить износостойкость рассматриваемых деталей и узлов.

Для успешного выполнения намеченных теоретических и экспериментальных исследований необходимо использовать такие методики, которые позволяют в достаточной степени учитывать основные аспекты триботехнического воздействия на исследуемые детали машин в соответствии с реальными условиями их работы. Именно при создании такого рода методик возможна надежная оценка исследуемых параметров триботехнической надежности машин и оборудования лесного комплекса.

Результаты исследования

Для повышения триботехнической надежности деталей машин и оборудования были выявлены механизмы и установлены теоретические закономерности протекания изнашивания рассматриваемых объектов. Далее были разработаны модели реализации процессов поверхностного и микрообъемного разрушения деталей, в основу которых были положены основные закономерности механики хрупкого разрушения, коррозионно-механического, усталостного и водородного видов изнашивания. Также были использованы современные синергетические подходы создания прогностических оценок закономерностей изнашивания. Использование полученных зависимостей позволило выработать основы

проведения мероприятий по минимизации износа деталей и инструмента. Экспериментальные исследования показали, что наибольшей эффективностью в плане повышения износостойкости обладают комплексные упрочняющие обработки, сочетающие, наряду с выбором оптимальных конструкционных или инструментальных материалов, совместное или последовательное энергетическое воздействие на формируемые функциональные поверхности [1,2,3].

При изыскании возможных путей повышения работоспособности узлов трения машин и оборудования лесного комплекса было признано целесообразным использовать антифрикционные материалы на основе древесины. Такой выбор был обоснован их высокой износостойкостью, необходимыми прочностными характеристиками, возможностью работать при наличии абразива в зоне трения, способностью гасить ударные нагрузки и вибрации, минимальным изнашивающим воздействием на сопрягаемые детали, способностью работать в условиях ограниченной смазки и даже при ее отсутствии.

Для повышения теплопроводности и других триботехнических параметров антифрикционных материалов на основе древесины был разработан и использовался алгоритм оптимизации функциональных параметров композиционных антифрикционных материалов. В результате был обоснован ряд новых конструкций древесно-металлических подшипников скольжения, отличающихся структурой металлической фазы, закономерностями ее распределения в древесной матрице, а также предложены технологии их изготовления [4,5,6].

При применении конструкционных методов повышения работоспособности узлов машин и инструментов, используемых в лесном комплексе, важную роль играет задание рациональной геометрической формы функциональных поверхностей. Целесообразность такого подхода подтверждена результатами исследований, выполненных применительно к вальцовым подающим механизмам, направляющим устройствам пильных цепных аппаратов, некоторым конструкциям дереворежущих инструментов [7].

Установлено, что эффективность работы подающих вальцов лесопильного оборудования в основном определяется показателями износостойкости шипов. Износ рабочих элементов вальцов приводит к уменьшению степени сцепления шипов с древесиной, проскальзыванию бревен и потере подачи, что приводит к снижению точности получаемых изделий и интенсификации изнашивания используемых инструментов.

Учитывая стабильность формирования эксплуатационной геометрии изнашиваемых поверхностей шипов, была установлена приближенная форма, к которой стремится поверхность при контакте с древесиной в процессе эксплуатации. Задание такой геометрической формы при изготовлении шиповых колец позволило сократить энергозатраты при перемещении заготовки и повысить ресурс их работы [8].

Для повышения износостойкости и ударной вязкости шипованных колец вальцовых механизмов предложено использовать высокопрочный чугун с шаровидным графитом. В качестве упрочняющей обработки было обосновано применение поверхностной закалки с нагревом токами высокой частоты, которая обеспечивает формирование перлитно-мартенситной структуры на глубину, равную допустимой величины износа рабочих поверхностей шипов.

Экспериментальные исследования и производственные испытания шипованных колец подающих вальцов показали, что благодаря предложенной геометрии шипов, резко снижаются случаи проскальзывания распиливаемых бревен в подающих вальцах, а срок службы опытных образцов оказался в 1,7-1,8 раза выше, чем серийных [8, 9].

Аналогичные задачи решались для повышения износостойкости направляющих устройств цепных пильных аппаратов мотоинструмента и многооперационных лесозаготовительных машин. В данном случае позитивный эффект был достигнут за счет минимизации действующих динамических нагрузок, что обеспечивает снижение интенсивности

изнашивания за счет меньшего проявления склонности к хрупкому разрушению используемых конструкционных материалов.

Также было установлено, что повышение износостойкости деревообрабатывающих фрез с плоскими режущими ножами может быть достигнуто за счет изменения их макрогеометрии путем использования специальных устройств. Эти устройства обеспечивают упругую деформацию режущих ножей в процессе работы и, что приводит к созданию благоприятного уровня технологических напряжений сжатия в зоне режущей кромки [7, 9].

Заключение

Наиболее эффективные решения задач повышения триботехнической надежности машин и оборудования лесного комплекса могут быть достигнуты только за счет комплексного использования современных инновационных технологий. При этом необходимо использовать методы комплексного подхода, включающие теоретический анализ и моделирование условий эксплуатации исследуемых деталей; основные положения теории трения и изнашивания; комбинированные методы обеспечения износостойкости и других триботехнических параметров поверхностных слоев на основе теории упругости и пластичности, в том числе анизотропных и композиционных, материалов; теории самоорганизации трибосистем при трении; экспериментальных методов оценки свойств конструкционных материалов в различных условиях эксплуатационного воздействия; теоретического анализа и моделирования основных процессов усталостного, коррозионно-механического, абразивного изнашивания. На всех стадиях подготовки к производству новой продукции необходима направленная проработка всех возможных путей повышения качества и конкурентноспособности создаваемой техники.

Библиография

1. Памфилов Е.А., Пилюшина Г.А., Пыриков П.Г., Тяпин С.В. Обеспечение работоспособности соединений гидросистем технологических машин // Системы. Методы. Технологии. – 2012. – №1 (13). – С. 33-38.
2. Пат. № 2499172 РФ МПК F16J 15/02. Способ герметичного неподвижного разъемного соединения / Памфилов Е.А., Пилюшина Г.А., Пыриков П.Г. - № 2499172 Заявл.06.02.2012 Оpubл. 20.11.2013г, Бюл.№32.
3. Пыриков П.Г., Пилюшина Г.А. Обеспечение работоспособности машин и инструментов в лесном комплексе (монография) LAP LAMBERT Akademik Publishing Gmb & Co. KG Heinrich-Becking-Str. 6-8, 66121 Saarbrücken, Germany- 2012. – С.454.
4. Пат. №108519 РФ МПК F16C 33/04, 33/24 Подшипник скольжения / Памфилов Е.А., Пилюшина Г.А., Прусс Б.Н., Лукаш А.А. - № 108519. Заявл.07.04.2011. Оpubл. 20.09.2011г.
5. Пат. № 2432508 РФ МПК F16C. Подшипник скольжения / Памфилов Е.А., Сидоров О.В., Шевелева Е.В., Пилюшина Г.А., Алексеева Е.В. Патент на изобретение – № 2432508. Оpubл. 27.10.2011 г.
6. Пат. №177912 РФ МПК F16C 33/04, 33/24. Подшипник скольжения / Памфилов Е.А., Пилюшина Г.А., Осипов А.А. Патент на полезную модель – №177912. Заявл.13.06.2017. Оpubл. 15.03.2018 г. Бюл. № 8.
7. Пилюшина Г.А. Повышение износостойкости деталей и инструментов деревоперерабатывающего оборудования // Качество и жизнь. – 2014. – № 1 (1). – С. 44-49.
8. Пилюшина Г.А. Повышение работоспособности деталей подающих устройств лесопильного оборудования: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.04; Брянский государственный технический университет. – Брянск, 2005. – 20 с.
9. Пилюшина Г.А., Памфилов Е.А. Повышение работоспособности лесопильного оборудования // Известия вузов «Лесной журнал». – 2007. - № 4. – С. 85-91.

УДК 621.879.3

ИССЛЕДОВАНИЕ НАГРУЖЕННОСТИ ОДНОКОВШОВЫХ ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ЭКСКАВАТОРОВ

Побегайло П.А.

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН,
Россия, Москва, petrp214@yandex.ru*

В ходе исследований процесса проектирования гидравлических экскаваторов выяснилось, что имеющиеся еще советские расчетные документы несут в себе ряд принципиальных неточностей. С целью устранения выявленных пробелов нами был выполнен анализ статической нагруженности для девяти машин (с тремя типами рабочего оборудования). Этот анализ был дополнен частотным анализом как полученных максимально реализуемых усилий, так и ряда иных параметров. Выполненное исследование позволило сформулировать рекомендации по определению той "максимальной" нагрузки, которую следует учитывать при проектировании.

Ключевые слова: гидравлические экскаваторы; рабочее оборудование; максимально реализуемые усилия

STUDY OF SINGLE-BUCKET HYDRAULIC EXCAVATORS LOADING

Pobegailo P.A.

Blagonravov Mechanical Engineering Research Institute of RAS, Russia, Moscow

In the course of carrying out the research of designing hydraulic excavators it has been found that the available data from the Soviet accounting documents cannot be relied upon due to a number of existing fundamental inaccuracies. In order to close the above-mentioned gaps, the analysis of static loading for nine machines (fitted with three types of work equipment) has been performed. This analysis was supplemented with the frequency analysis of both fully realized efforts and a number of other parameters. The research carried out made it possible to formulate recommendations for determining the "maximum" load that should be taken into account in the process of engineering.

Key words: hydraulic excavators; work equipment; fully realized efforts.

Введение и Цель работы. История отечественного гидроэкскаваторостроения насчитывает уже более пятидесяти лет.

В советские времена - когда отрасль еще реально развивалась - в свет выходили те или иные расчётные документы (РД), обязательные к использованию в рамках реального заводского проектирования, чего однако часто не происходило, т.к., в частности, не была разработана единая методология создания гидравлических экскаваторов (ГЭ). Кроме этого, активному внедрению РД часто мешали те или иные их "внутренние" минусы (заметим, что, не смотря на это, их стоило бы использовать и сейчас - во времена практически полного искоренения расчётов - и тем более исчезновения обоснованных расчётов).

Так в РД [1, 2] указано, что "расчёт машины должен содержать проверки прочности металлоконструкций на однократное действие наибольших нагрузок, ожидаемых за срок службы машины" (отметим, что эти же нагрузки используются (или могут быть использованы) и в ряде иных проектных процедур).

При этом в данных РД явно не указаны какие именно нагрузки являются наибольшими (-ей), а тем более - ожидаемыми (указание на то, что нужно учитывать нормативные нагрузки ситуацию, как минимум, не улучшают).

Имеются в указанных РД и дефекты в части рекомендаций по способу оценки искомых нагрузок (так в [2] из рассмотрения исключено (в явном виде) ограничение по т.н. "реактивным" нагрузкам в гидроцилиндрах привода ковша, что конечно не допустимо; весьма спорными выглядят рекомендации по выбору угла приложения вектора силы сопротивления грунта копанию (ССГК) к зубьям ковша; ориентация расчётчика (в [1]) на решение только прямой позиционной задачи существенно затрудняет анализ получаемых результатов и т.д.).

Уточнению некоторых из этих важных нюансов и посвящена настоящая работа.

Основной текст. На уровне нашего сегодняшнего знания про свойства ГЭ процедура оценки максимальных нагрузок (максимальной нагруженности) сводится к решению задачи определения максимально возможных статических нагрузок (максимальных значений ССГК) в максимально большом числе точек рабочей зоны при стопорении в каждой из них ковша в непреодолимое, абсолютно жесткое препятствие.

Общий алгоритм решения этой задачи таков (для произвольной точки рабочей зоны, число которых целесообразно брать на уровне 100 - 5000 - в зависимости от имеющихся возможностей проектантов, размера ГЭ и степени новизны рассматриваемой машины):

- "взять" точку рабочей зоны (мы настаиваем на том, что в рамках описываемой задачи необходимо ориентироваться на решение обратной позиционной задачи);
- выбрать первое допустимое положение ковша в рассматриваемой точке и шаг изменения этого положения (не более одного градуса);
- выбрать первое положение вектора ССГК относительно зубьев ковша и шаг его изменения (мы считаем целесообразным "просмотр" всего возможного диапазона в 360 градусов с шагом не более одного градуса, а лучше и с меньшим шагом);
- получить для указанной конфигурации рабочего оборудования (РО) и положения вектора ССГК множество значений указанного вектора ССГК по всем ограничениям: по активным и реактивным нагрузкам в полостях всех групп гидроцилиндров, а также по проскальзыванию машины и её статической устойчивости. Выбрать из полученных значений минимальное;
- для фиксированного положения ковша (т.е. всего РО) в рассматриваемой точке рабочей зоны перебрать все остальные возможные положения вектора ССГК выбирая каждый раз минимальное его значение. Иными словами, сформировать еще одно конечное множество значений ССГК из которых по окончании его формирования выбрать уже максимальное значение;
- повторить указанные выше этапы (4 и 5) для всех допустимых положений ковша в рассматриваемой точке рабочей зоны. Иными словами, сформировать третье конечное множество значений ССГК - из них также выбрать максимальное. Именно оно и будет максимально реализуемым усилием в этой точке рабочей зоны.

При реализации указанного алгоритма мы, естественно, принимаем ряд допущений. Вот наиболее важные:

- рассматривается т.н. раздельное копание (без совмещений движений элементов РО);
- машина стоит на абсолютно ровной и жесткой площадке;
- динамические нагрузки не учитываются, т.к. при проектировании они чаще всего не известны, а кроме того обычно нет и потребных исходных данных для их оценки (не требуют этого и указанные РД);
- в обязательном порядке учитывается возможность копания как поршневой, так и штоковой полостью гидроцилиндров.

По окончании процедуры оценки нагруженности ГЭ мы получаем несколько очень важных "срезов", характеризующих ГЭ. В их число входят векторное поле нагруженности (распределение максимальных значений ССГК по рабочей зоне в виде векторов наклоненных под тем или иным углом) и два скалярных поля - поле распределения

ограничений максимальных значений ССГК и поле распределения самих максимальных значений ССГК. На рис. 1, для примера, приведено скалярное поле нагруженности для мощного ГЭ прямого копания ЭГ-12А. Отметим, что каждый вид ГЭ и каждый тип РО имеет свою характерную для них структуру указанных выше полей. Качественно она не меняется и при изменении типоразмера машины (для советских машин). Изменения в этих структурах однако могут быть получены при изменении методологии проектирования (что выявлено нами при рассмотрении зарубежных ГЭ).

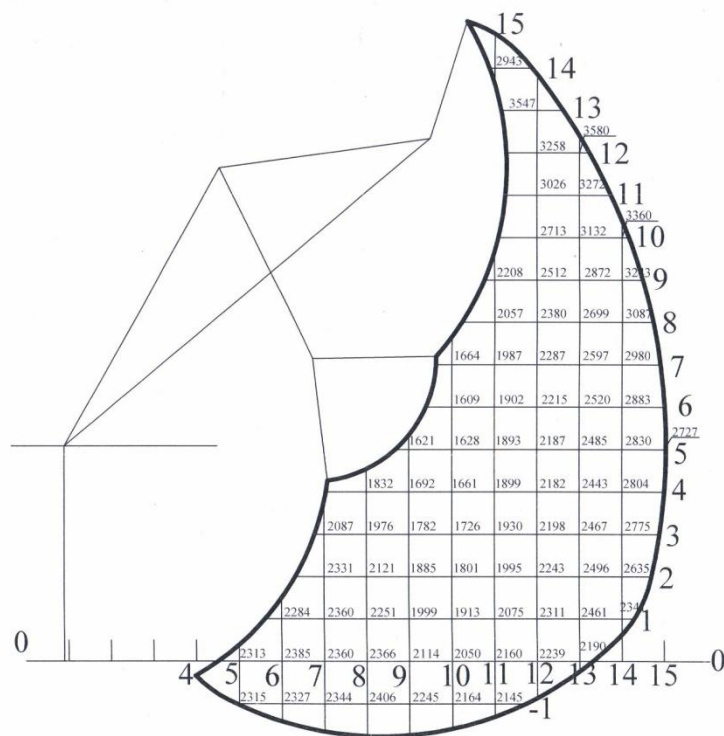


Рис. 1 Распределение максимальных значений ССГК при копании ковшем у ЭГ-12А

Анализ такого рода рисунков (например, для экскаваторов с РО как у ЭГ-12А) показывает, что максимальные значения ССГК лежат для этих машин в дальней от базовой машины части рабочей зоны (справа) и к тому же вверх (остальные основные особенности такого рода полевых структур описаны нами в прочих наших трудах). Машина же там никогда не копает - её фактическая рабочая зона находится в нижней и средней части теоретической рабочей зоны (от нуля и до 5 метров по высоте).

Если буквально следовать указанным РД, то металлоконструкции (не только РО, но и иных подсистем) следует разрабатывать с учётом того, что значения ССГК достигают 3500 кН и более. Однако из экспериментов МИСИ им. В.В. Куйбышева известно, что для данной машины ССГК достигают уровня 1700 - 2000 кН (что, заметим, существенно больше 1100 кН, принятых заводом изготовителем). Очевидно, что ориентация как на 3500 кН, так и на 1100 кН - решение ошибочное.

На основании всего выше сказанного, а также с учётом того, что в ходе нашего исследования мы изучили девять ГЭ с тремя типами РО (детали этих исследований будут нами опубликованы в иных работах), мы предлагаем следующий подход к выбору потребного проектировщику значения ССГК: для выполнения проектных расчётов целесообразно брать среднее значение максимально реализуемого усилия. При этом, в ходе создания новой и оригинальной машины, есть смысл ориентироваться на всю рабочую зону (несколько зависить значение ССГК), а при модернизации уже существующей (или

имеющей изученные аналоги) на зону фактического копания (которая всегда существенно меньше теоретической рабочей зоны).

Дополнительно анализ нагруженности ГЭ представляется полезным дополнить частотным анализом получаемых значений: максимально реализуемых усилий, усилий на штоках гидроцилиндров, реакций в шарнирах, значений давлений в полостях гидроцилиндров и т.д. Это может быть полезным как для последующих исследований усталостной долговечности металлоконструкций экскаваторов, так и для лучшего понимания свойств создаваемой машины. Для иллюстрации нами ниже представлен рис. 2 - из него видно, что при копании ковшом у ГЭ ЭГ-12А привод ковша существенно "недоиспользуется", а привод стрелы "перегружен" - что лишний раз указывает на ошибки допущенные при проектировании этого экскаватора его создателями.

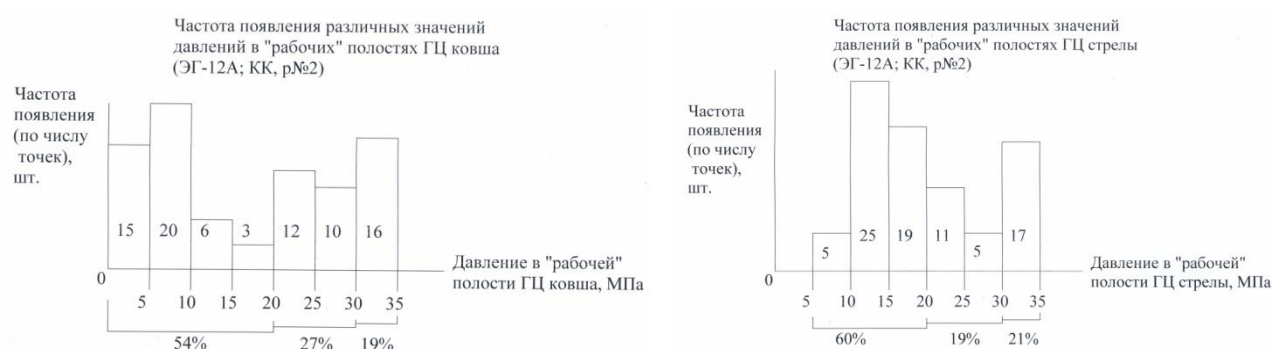


Рис. 2. Частота появления различных значений давления в "рабочих" полостях гидроцилиндров ЭГ-12А при копании ковшом

Закключение. Итак - при разработке ГЭ нет никакого смысла брать абсолютно максимальное значение ССГК. Целесообразно ориентироваться на его среднее значение либо по всей рабочей зоне, либо по её фактической части (так, для взятого в качестве примера ГЭ ЭГ-12А, искомое значение ССГК следовало бы брать на уровне 2200 - 2300 кН, что в два раза выше цифры принятой заводом изготовителем и незначительно превосходит значения ССГК полученные экспериментально; по мере отработки конструкции указанной машины значение ССГК могло бы быть в дальнейшем возможно и снижено на 300 - 400 кН - под те же условия эксплуатации).

Полезно также дополнить анализ нагруженности ГЭ оценкой: усилий на штоках гидроцилиндров, реакций в шарнирах РО, значений давлений в полостях гидроцилиндров и т.д.

При анализе получаемых данных удобным подходом является использование частотного анализа.

Библиография

1. РД 22-158-86. Экскаваторы одноковшовые гидравлические. Рабочее оборудование. Расчет металлоконструкций на статическую прочность. М.:ЦНИИТЭстроймаш, 1987. – 133 с.
2. РД 24.220.03-90. Машины строительные и дорожные. Нормы расчета. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1990. – 113 с.

УДК 534.22; 532.62

ИНСТРУМЕНТАРИЙ ИССЛЕДОВАНИЯ ДИЭЛЕКТРИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АДСОРБИРОВАННОЙ ВОДЫ

Симаков И.Г., Базарова С.Б.

*Институт физического материаловедения СО РАН,
Россия, Улан-Удэ, baz_say@mail.ru*

Показана возможность использования упругих поверхностных волн рэлеевского типа для исследования диэлектрических характеристик жидкости в адсорбционном слое. На примере адсорбированной воды продемонстрировано, что время диэлектрической релаксации воды в граничной фазе существенно больше, чем у воды в объемной жидкой фазе. Акустоэлектрический метод измерения диэлектрических свойств жидкости в слое наноразмерной толщины является пионерным и восполняет арсенал современных методов.

Ключевые слова: акустоэлектрический метод, диэлектрические характеристики, адсорбированная вода.

FEATURES OF THE RESEARCH OF DIELECTRIC PROPERTIES ADSORBED WATER

Simakov I.G., Bazarova S.B.

*Institute of Physical Materials Science, SB RAS,
Russia, Ulan-Ude, baz_say@mail.ru*

It is shown that elastic surface waves of the Rayleigh type can be used to study the dielectric characteristics of a liquid in an adsorption layer. For adsorbed water, it has been demonstrated that the dielectric relaxation time of water in the boundary phase is substantially greater than that of water in the bulk liquid phase. The acoustoelectric method for measuring the dielectric properties of a liquid in a layer of nanoscale thickness is pioneering and replenishes the arsenal of modern methods.

Key words: acoustoelectric method, dielectric characteristics, adsorbed water.

Введение

При контакте твердой и жидкой фазы под воздействием поверхностных сил в жидкости образуется переходный (граничный) слой с измененной структурой. Типичными граничными слоями являются тонкие прослойки, смачивающие пленки и адсорбционные слои. Структура жидкости в граничном слое, соответственно, её физические свойства, такие как плотность, вязкость, сжимаемость, диэлектрическая проницаемость и др. отличаются от структуры и свойств жидкости в объемной фазе. Эффекты структурирования заметно выражены в граничных слоях полярных жидкостей. Кроме изменения плотности в них возникает ориентационная структура, связанная с упорядочением ориентации диполей [1].

Особо чувствительными к изменению структуры свойствами полярной жидкости являются ее вязкость и диэлектрическая проницаемость. При исследовании частотной зависимости диэлектрических характеристик граничной воды естественно сравнивать ее с диэлектрическим спектром воды в объемной жидкой фазе. Релаксационные свойства воды в относительно низкой области частот описываются теорией Дебая. По современным представлениям диэлектрическая релаксация Дебая (область частот $0 - 10^{11}$ Гц) обусловлена диффузионными перемещениями молекул воды, сопровождающимися разрывом и образованием водородных связей [2].

В области дипольной релаксации используются методы, основанные на измерении емкости измерительного конденсатора (резонансные и мостовые схемы) [3]. К сожалению, метод измерительного конденсатора совершенно не подходит для измерения диэлектрических свойств жидкости в граничном слое. Например, эквивалентная схема измерительного конденсатора, в случае помещенной в него системы (подложка, адсорбционный слой и парогазовая прослойка) может быть представлена в виде трех включенных последовательно конденсаторов, суммарная емкость которых определяется емкостью наименьшего конденсатора. Поэтому изменение емкости измерительного конденсатора при адсорбции паров воды будет в пределах погрешности измерения.

Области дисперсии диэлектрической проницаемости адсорбированной воды находятся в диапазоне частот от 10^4 до 10^9 Гц, поэтому для ее исследования можно использовать поверхностные акустические волны (ПАВ), которые распространяются по поверхности пьезоэлектрической подложки, нагруженной адсорбционным слоем. Диапазон частот ПАВ $10^5 - 10^9$ Гц [4].

Дисперсия ПАВ при взаимодействии с тонким слоем жидкости, адсорбированной на поверхности пьезоэлектрика, описывается уравнениями (1), (2). Относительное изменение скорости $\Delta V/V$ и затухание ПАВ α пропорциональны толщине жидкого слоя. Коэффициенты пропорциональности этих уравнений аддитивно учитывают механическую и электрическую природу возмущения условий распространения ПАВ [5, 6]:

$$-\frac{\Delta V}{V} = \left(\frac{\rho_f V_f}{\rho_s V_s} \cdot \operatorname{tg} \theta + \pi K^2 \frac{\epsilon_p \epsilon'}{(\epsilon_p + 1)^2} \right) \frac{h}{\lambda}, \quad (1)$$

$$\alpha = \left(\beta \frac{\rho_f}{\rho_s} \cdot \operatorname{ctg} \theta + \frac{\pi \omega K^2 \epsilon_p \epsilon''}{V_s (\epsilon_p + 1)^2} \right) \frac{h}{\lambda}. \quad (2)$$

где ρ_f и ρ_s – плотность жидкости и плотность твердого тела, ϵ_p , ϵ_f – относительные диэлектрические проницаемости, соответственно, пьезоэлектрика $\epsilon_p = (\epsilon_{yy} \epsilon_{zz} - \epsilon_{yz}^2)^{1/2}$ и жидкости, $\theta = \arccos(V_f/V_s)$ – угол, под которым звуковые волны распространяются в слое жидкости, V_f – скорость звука в жидкости, V_s – скорость поверхностной волны, K – коэффициент электромеханической связи. Для волн рэлеевского типа $K^2 = 2(V_0 - V_m)/V_0$ (здесь скорость ПАВ в случае «металлизированной» V_m и «свободной» V_0 поверхности), β – коэффициент ослабления звука в жидкости, который учитывает потери на вязкое трение. Как следует из дисперсионных уравнений (1), (2) затухание и изменение скорости ПАВ зависят от акустических и диэлектрических характеристик слоистой системы.

Исходя из линейных уравнений (1), (2) действительная и мнимая части комплексной диэлектрической проницаемости жидкости в слое $\epsilon_f = \epsilon' + j\epsilon''$ связаны с изменением акустических параметров ПАВ следующими выражениями [6]:

$$\epsilon' = \frac{2(\epsilon_p + 1)^2}{K^2 \epsilon_p} \left(\frac{\Delta V}{h\omega} - \frac{\rho_f}{2\pi\rho_s} \sqrt{1 - V_f^2/V_s^2} \right), \quad (3)$$

$$\epsilon'' = \frac{(\epsilon_p + 1)^2}{K^2 \epsilon_p} \left(\frac{2\alpha V_s^2}{h\omega^2} - \frac{\rho_f V_f \beta}{\pi\rho_s \omega \sqrt{1 - V_f^2/V_s^2}} \right). \quad (4)$$

Таким образом, относительную диэлектрическую проницаемость адсорбированной воды и тангенс угла диэлектрических потерь ($\operatorname{tg} \delta = \epsilon''/\epsilon'$) можно определить, регистрируя изменение затухания и скорости ПАВ, обусловленное влиянием адсорбционного слоя.

Экспериментально инструментальный исследования диэлектрических характеристик граничных жидкостей был апробирован на адсорбированной воде (рис. 1 а). Как известно, во влажной газовой среде на поверхности твердого тела образуется тонкий слой

адсорбированной воды. Толщина адсорбционного слоя зависит от давления пара в зоне адсорбции и состояния адсорбирующей поверхности. Необходимое давление пара в зоне адсорбции можно регулировать, варьируя разность температур парообразующей жидкости (воды) и адсорбирующей поверхности [5, 7].

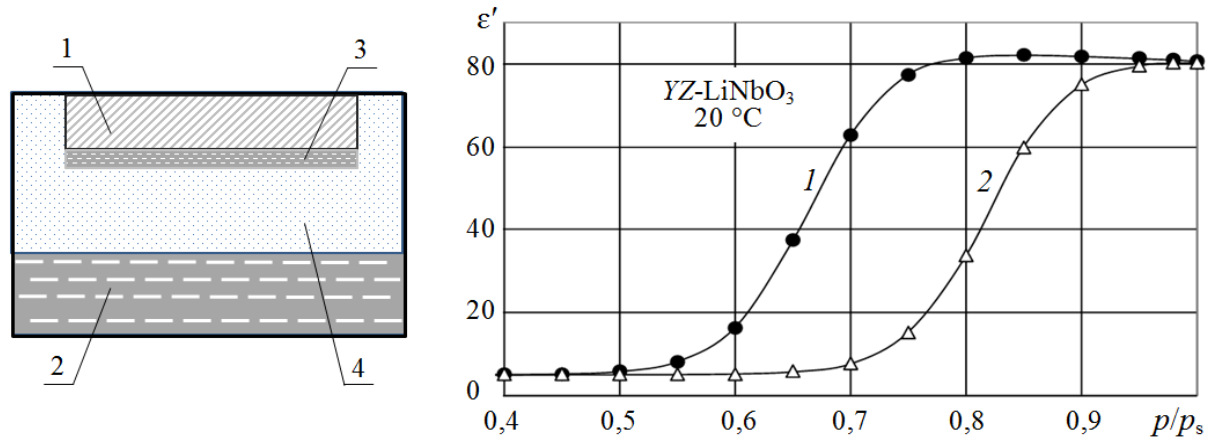


Рис. 1 а) Схема измерительной ячейки. б) Зависимость действительной части комплексной диэлектрической проницаемости адсорбированной воды от давления пара на частотах: 43,2 МГц (1), 388,8 МГц (2).
1 – ниобат лития, 2 – бидистиллированная вода, 3 – слой адсорбированной воды, 4 – парогазовая среда.

Зависимость диэлектрической проницаемости адсорбированной воды от относительного давления пара (соответственно, толщины адсорбционного слоя) показана на рис. 1 б. Кривая 1 соответствует частоте $f = 43,2$ МГц, а кривая 2 – 388,8 МГц. Характер зависимости указывает на наличие релаксационного процесса со временем релаксации $\tau \sim 10^{-8}$ с. Ближайшим по времени релаксационным процессом (со временем релаксации порядка 10^{-10} с) в объемной воде является диэлектрическая релаксация Дебая [6].

С ростом частоты ПАВ область релаксационного изменения диэлектрической проницаемости адсорбированной воды смещается в область более высоких значений давления пара. Характер кривой остается практически неизменным. Поскольку зависимость толщины адсорбционного слоя от давления пара p/p_s степенная, следовательно, одинаковому изменению диэлектрической проницаемости при более высокой частоте соответствует большая область изменения толщины адсорбционного слоя [6].

В изученном диапазоне частот (20 – 400 МГц) экспериментально обнаружена аномалия дисперсии диэлектрических характеристик адсорбированной воды, обусловленная дебаевской релаксацией [6]. На рис. 2. представлена дисперсия диэлектрической проницаемости воды в трех состояниях: в твердой фазе (лед), в жидкой фазе и граничном состоянии. Кривые 1, 2, 3 дисперсии диэлектрической проницаемости соответственно льда, адсорбированной воды и жидкой воды построены с использованием действительной части уравнения Дебая. Экспериментальные данные диэлектрической проницаемости адсорбированной воды на разных частотах (маркеры на рис. 2) были получены с использованием уравнения (4) [6].

Существенное увеличение времени диэлектрической релаксации, скорее всего, обусловлено изменением структуры адсорбированной воды, под воздействием поля сил адсорбирующей поверхности пьезоэлектрической подложки. Как следует из работы [7] частотная зависимость диэлектрических характеристик адсорбированной воды хорошо согласуется с уравнением Дебая. Авторы предполагают, что структурирующее воздействие адсорбирующей поверхности усиливается с уменьшением толщины адсорбционного слоя и

температуры жидкости. По их мнению, уменьшение температуры и толщины адсорбционного слоя приводит к возрастанию вязкости и времени диэлектрической релаксации адсорбированной воды.

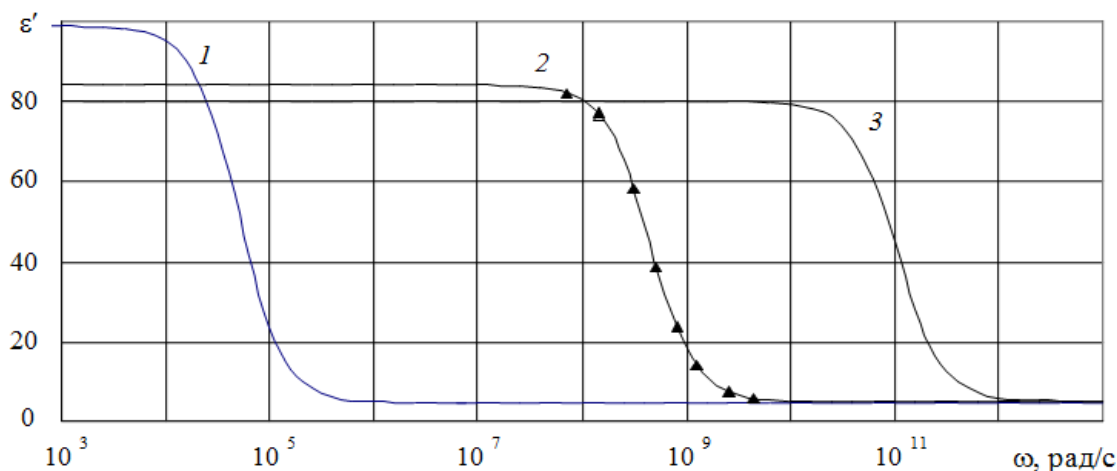


Рис. 2. Частотная зависимость диэлектрической проницаемости воды в твердой, жидкой и граничной фазах
1 – лед при температуре 0 °С, 2 – адсорбированная вода (20 °С, $p/p_s = 0,7$), 3 – вода (20 °С)

Заключение

Таким образом, для исследования диэлектрических свойств адсорбированной воды (как и других жидкостей в граничной фазе) могут успешно использоваться поверхностные акустические волны, т.е. упругие волны рэлеевского типа, распространяющиеся в системе «тонкий слой жидкости – пьезоэлектрическая подложка». Измерение относительного изменения скорости поверхностных акустических волн, а также регистрация изменения их затухания на разных частотах позволяют определить дисперсию диэлектрических характеристик (ϵ' , ϵ'' , $\tan \delta$) и время диэлектрической релаксации τ . Процесс диэлектрической релаксации в адсорбированной воде, как и в случае объемной воды, может быть охарактеризован в рамках теории Дебая.

Библиография

1. Чураев Н.В. Тонкие слои жидкостей // Развитие исследований поверхностных сил // Коллоидный журнал. – 2000. – Т.62, №5. – С. 581–589.
2. Потапов А.А. Ориентационная поляризация: Поиск оптимальных моделей. Новосибирск: Наука, 2000. – 336 с.
3. Шахпаронов М.И. Методы исследования теплового движения молекул и строения жидкостей. Изд-во Московского университета. 1963. – 281 с.
4. Аузин А.А., Зацепин С.А. О дисперсии диэлектрической проницаемости геологической среды (применительно к интерпретации материалов георадиолокации) // Вестник ВГУ. – 2015. – № 4. – С. 122–127.
5. Симаков И.Г., Гулгенов Ч.Ж., Гомбоев Р.И. Взаимодействие поверхностных акустических волн с адсорбированной водой на поверхности ниобата лития // Вестник БГУ. – 2009. – С. 167–171.
6. Симаков И.Г. Поверхностные процессы в слоистых структурах и акустоэлектронные методы их исследования: Дис. канд. физ.-мат. наук. – Иркутск, 2005. – 141 с.
7. Симаков И.Г., Гулгенов Ч.Ж. Влияние адсорбированной воды на параметры поверхностных акустических волн при вариациях температуры подложки // Вестник ТюмГУ. – 2009. – № 6. – С. 52–59.

УДК 62-251: 514.853

**О РАЦИОНАЛЬНОМ СПОСОБЕ ОПИСАНИЯ БОЛЬШИХ ПОВОРОТОВ
В ЗАДАЧАХ РОТОРНОЙ ДИНАМИКИ МАШИН КОМБИНАЦИЕЙ
ПРОДОЛЬНОГО И ПОПЕРЕЧНОГО ВЕКТОРОВ**

Сорокин Ф.Д.*, Чжан Х.**

*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана,
Россия, Москва, *sorokin_fd@mail.ru, ** zhang274234111@yandex.ru*

С целью преодоления проблемы «особых точек» разработан рациональный способ представления большого поворота в виде комбинации осевого и поперечного векторов Эйлера. Предложение основано на том, что в задачах роторной динамики машин, состоящих из валов, зубчатых передач, подшипников и т.п., поперечный поворот никогда не достигает значения 2π (критическое значение для вектора Эйлера). Осевой поворот при этом никак не ограничен. Представлен численный пример, иллюстрирующий разработанную методику. Контроль результатов осуществляется проверкой выполнения закона сохранения полной энергии.

Ключевые слова: *большие повороты, вектор Эйлера, тензор поворота, тензор Жилина, композиция поворотов.*

**A RATIONAL METHOD OF DESCRIPTION OF LARGE ROTATION IN PROBLEMS
OF ROTOR DYNAMICS BY THE COMBINATION OF AXIAL AND TRANSVERSE
VECTORS**

Sorokin F.D.*, Zhang H.**

*Bauman Moscow State Technical University, Russia, Moscow,
sorokin_fd@mail.ru, ** zhang274234111@yandex.ru*

In order to overcome the problem of "singular points", a rational way of representing a large rotation in the form of a combination of the axial and transverse Euler vectors is developed. The proposal is based on the fact that in the problems of the rotor dynamics of machines consisting of shafts, gears, bearings, etc., the transverse rotation never reaches a value of 2π (a critical value for the Euler vector). The axial rotation is not limited in any way. A numerical example illustrating the developed technique is presented. The control of the results is checked by observing the law of conservation of total energy.

Key words: *large rotations, Euler vector, rotation tensor, Zhilin tensor, composition of rotations.*

Введение

В задачах роторной динамики машин, состоящих из валов, зубчатых передач, подшипников и других вращающихся элементов, в большинстве случаев поворот вдоль одного из направлений вращения (осевой) намного больше поворотов в двух других направлениях (поперечных).

Для описания больших поворотов в геометрии, физике и механике применяется не один десяток способов [1-5]. Недостатком всех способов описания больших поворотов, использующих 3 кинематических параметра (углы Эйлера, углы Крылова, векторы поворота) является наличие особых точек. Проблема состоит в том, что матрицы или тензоры, связывающие угловые скорости с производными кинематических параметров, становятся вырожденными при достижении поворотом некоторого критического значения.

Целью данной статьи является разработка иного способа описания больших поворотов, учитывающего специфику задач роторной динамики машин, состоящих из валов, зубчатых

передач, подшипников и других вращающихся элементов. Главная идея состоит в разделении общего поворота некоторого узла (сечения вала, кольца подшипника, зубчатого колеса и т.п.) на поворот вокруг оси ротора и поперечный поворот. В большинстве случаев для перечисленных вращающихся деталей, поперечный поворот ограничен некоторым не очень большим значением. Например, даже для сферических подшипников относительный поперечный поворот колец не может достигнуть величины $\pi/2$.

Представление полного поворота комбинацией продольного и поперечного поворотов

Как показано во введении, спецификой задач роторной динамики машин, состоящих из валов, зубчатых передач, подшипников и других вращающихся элементов, является ограничение величины поперечного поворота. В связи с этим нет необходимости использовать вектор Эйлера для полного поворота, так как норма этого вектора ограничена величиной 2π , а необходимо описывать десятки тысяч оборотов. Вектором Эйлера достаточно описать только поперечный поворот. Тогда для поворота вокруг фиксированной продольной оси будут действовать обычные правила кинематики плоского движения из теоретической механики. Поэтому полный поворот с вектором Эйлера $\mathfrak{g}$ удобно представить как комбинацию двух последовательных поворотов – первый поворот вокруг оси ротора $\mathbf{e}$ на угол φ , второй поворот вокруг оси, перпендикулярной оси ротора, с вектором Эйлера γ (рис.1).

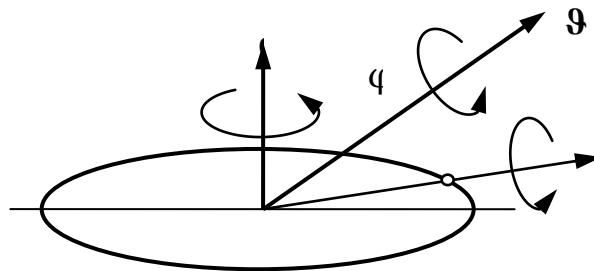


Рис. 1. Осевой поворот – угол φ и поперечный поворот – вектор Эйлера γ

В случае малых поворотов разделение полного поворота на части сводится к проецированию на ось ротора и на перпендикулярную оси плоскость. В случае больших поворотов необходимо привлекать тензоры поворота

$$\begin{aligned} \mathbf{L}_{\mathfrak{g}} &= \mathbf{L}_{\gamma} \cdot \mathbf{L}_{\varphi}; \\ \mathbf{L}_{\mathfrak{g}} &= \mathbf{L}(\mathfrak{g}); \mathbf{L}_{\gamma} = \mathbf{L}(\gamma); \mathbf{L}_{\varphi} = \mathbf{L}(\varphi \mathbf{e}). \end{aligned} \quad (1)$$

где $\mathbf{L}$ – функция, вычисляющая тензор поворота по заданному вектору Эйлера [5].

Из формул (1), как показано в работе [5], следует правило комбинирования угловых скоростей при наложении двух последовательных поворотов

$$\boldsymbol{\omega} = \boldsymbol{\omega}_{\gamma} + \mathbf{L}_{\gamma} \cdot \boldsymbol{\omega}_{\varphi}. \quad (2)$$

Таким образом, полный поворот, в самом деле, удастся точно определить с использованием разделенных векторов Эйлера $\varphi \mathbf{e}$ и γ : первый поворот вокруг неподвижного орта $\mathbf{e}$ на угол φ , второй – вокруг поперечной оси, проходящей через вектор γ на угол $|\gamma|$.

Так как первый поворот является плоским, то для него справедливы элементарные формулы кинематики плоского движения:

$$\boldsymbol{\omega}_{\varphi} = \omega_{\varphi} \mathbf{e}; \quad \omega_{\varphi} = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3)$$

Для второго поворота угловая скорость находится с помощью тензора Жилина:

$$\boldsymbol{\omega}_{\gamma} = \mathbf{B}_{\gamma} \cdot \frac{d\gamma}{dt}; \quad \mathbf{B}_{\gamma} = \mathbf{B}(\gamma). \quad (4)$$

где $\mathbf{B}$ – функция, вычисляющая тензор П.А. Жилина по заданному вектору Эйлера [5].

Подстановка (2) в (4) с учетом (3) позволяет выразить производную вектора γ через угловые скорости:

$$\frac{d\gamma}{dt} = \mathbf{B}_\gamma^{-1} \cdot (\omega - \omega_\phi \mathbf{L}_\gamma \cdot \mathbf{e}). \quad (5)$$

Проецирование соотношения (5) на продольную ось ротора с учётом условия ортогональности векторов $\mathbf{e}$ и γ приводит к тождеству

$$\mathbf{e} \cdot \mathbf{B}_\gamma^{-1} \cdot (\omega - \omega_\phi \mathbf{L}_\gamma \cdot \mathbf{e}) \equiv 0. \quad (6)$$

Из (6) следует выражение ω_ϕ через полную угловую скорость:

$$\omega_\phi = \frac{\mathbf{e} \cdot \mathbf{B}_\gamma^{-1} \cdot \omega}{\mathbf{e} \cdot \mathbf{B}_\gamma^{-1} \cdot \mathbf{L}_\gamma \cdot \mathbf{e}}. \quad (7)$$

Выражения (3) и (5) с учетом (7) являются искомыми дифференциальными уравнениями кинематики вращательного движения, представленного композицией двух поворотов ϕ и γ .

Численный пример

В качестве примера рассмотрим задачу динамики для ротора, закрепленного в блоке пружин через подпятник (рис. 2).

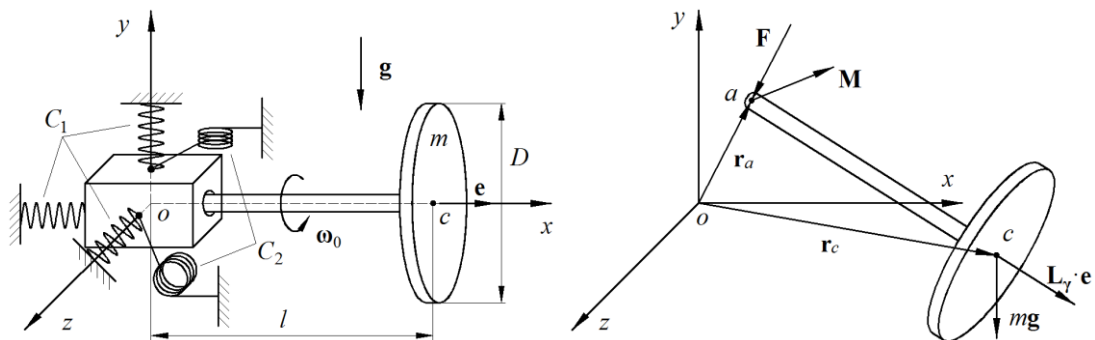


Рис. 2. Положение ротора в начальный момент времени и схема сил и момент, действующих на ротор в процессе движения

Блок пружин состоит из 3-х пружин растяжения - сжатия с жесткостью C_1 и 2-х пружин кручения с жесткостью C_2 . Ротор представляет из себя тонкий диск массой m и невесомый абсолютно жесткий стержень длины l . В начальный момент времени, когда ротор был расположен горизонтально, ему задается начальная угловая скорость ω_0 вокруг продольной оси.

Численный расчет проводился для следующих исходных данных:

- Диаметр диска $D = 0,5$ м;
- масса ротора $m = 5$ кг;
- расстояние от центра масс до центра блока пружин $l = 0,75$ м;
- ускорение свободного падения $g = 9,81$ м/с²;
- коэффициенты жесткости пружин $C_1 = 2000$ Н/м и $C_2 = 500$ Нм/рад;
- начальная угловая скорость $\omega_0 = 50$ рад/с.

При составлении системы дифференциальных уравнений для описания динамика ротора были использованы кинематические соотношения (3), (5), (7). Остальные уравнения следуют из обычных уравнений кинематики и динамики твердого тела, рассматриваемых в теоретической механике.

Для численного интегрирования применялся традиционный метод Рунге-Кутты 4-го порядка с автоматическим выбором шага. Результаты расчета в виде траектории центра масс представлены на рис. 3.

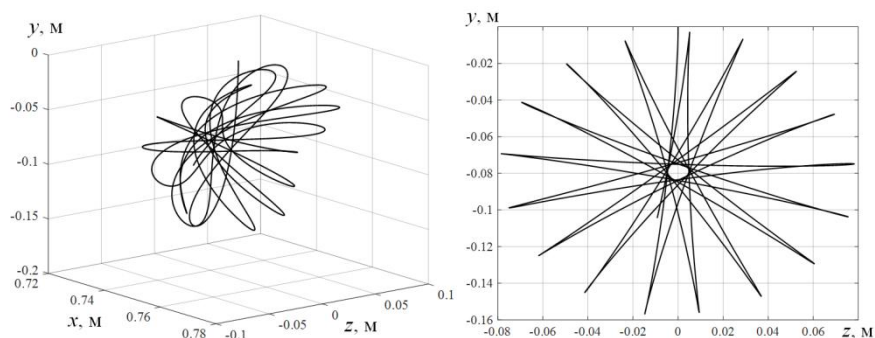


Рис. 3. Траектория центра масс диска

Контроль численного решения осуществлялся проверкой выполнения закона сохранения энергии. Зависимость комбинаций энергий от времени в различных сочетаниях показана на рис. 4.

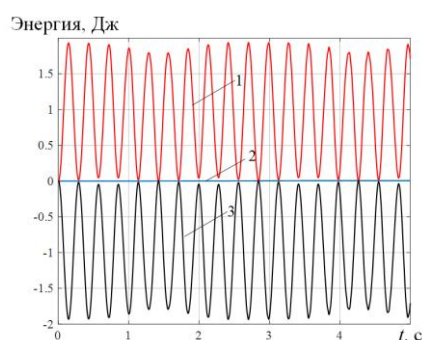


Рис. 4. Зависимость комбинаций энергий от времени: 1 – $T - T_0$; 2 – $T - T_0 + U$; 3 – U .

Полная энергия сохраняется с высокой точностью ($\max |T - T_0 + U| = 2 \cdot 10^{-6}$ Дж). Такая точность подтверждает не только отсутствие ошибок в представленных уравнениях, но также и отсутствие численных проблем при использовании предлагаемого приема разделения поворота на осевой и поперечный.

Заключение

Продемонстрирован кинематически точный способ разделения большого поворота на осевой и поперечный, который не имеет особых точек и позволяет рассматривать неограниченно большие повороты, при условии, что поперечный поворот не превосходит величины 2π . На примере ротора с упругим закреплением показано отсутствие численных проблем при использовании предложенной методики.

Библиография

1. Бранец В.Н., Шмыглевский И.П. Введение в теорию бесплатформенных инерциальных навигационных систем. - М.: Наука, 1992. – 280 с.
2. Bremer H. Elastic multibody dynamics: a direct Ritz approach. - Springer, 2008. – 449 p.
3. Журавлев В.Ф. Основы теоретической механики. Изд. 2-е, перераб. - М.: Издательство Физико-математической литературы, 2001. – 320 с.
4. Crisfield M.A. Nonlinear finite element analysis of solid and structures. - Chichester: John Wiley&Sons, 1996. – 493 p.
5. Жилин П.А. Векторы и тензоры второго ранга в трехмерном пространстве. - СПб.: Изд. СПбГТУ, 1992. – 86 с.

УДК 62-462:539.41

РАЗРАБОТКА ВАРИАЦИОННО-РАЗНОСТНОГО МЕТОДА ДЛЯ РАСЧЕТА ГЕЛИКОИДАЛЬНО СИММЕТРИЧНЫХ ОБОЛОЧЕК

Сорокина А.Г.

*Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана,
Россия, sangerm25@gmail.com*

Для расчета напряженно – деформированного состояния геликоидально симметричных оболочек предложен вариационно–разностный метод, состоящий в том, что производные искомым перемещений оболочки по контурной координате заменяются конечными разностями, а значения перемещений в дискретных точках находятся из минимума полного потенциала механической системы. Так как геликоидальная симметрия приводит к одномерным задачам, то дискретизация контура сводит задачу вариационного исчисления к поиску минимума функции многих переменных. Представлено построение полного потенциала оболочки в косоугольных координатах без использования тензорного исчисления и способ его минимизации.

Ключевые слова: *оболочка, геликоидальная симметрия, конечные разности, полный потенциал, минимизация.*

THE DEVELOPMENT OF THE VARIATIONAL-DIFFERENCE METHOD TO CALCULATE THE HELICOIDAL SHELLS

Sorokina A.G.

Moscow state technical university named after N. E. Bauman, Russia, sangerm25@gmail.com

To calculate the stress – strain state of helicoidal shells proposed a variational–difference method, consisting in the fact that the derivative of the desired displacement of the shell along the contour coordinate are replaced by finite differences, and the displacement values at discrete points are from the minimum of the total potential of the mechanical system. Since helicoidal symmetry leads to one-dimensional problems, the contour discretization reduces the problem of variational calculus to finding the minimum of the function of many variables. The construction of the full potential of the shell in the oblique coordinates without the use of tensor calculus and the method of its minimization is presented.

Key words: *shell, helicoidal symmetry, finite differences, full potential, minimization.*

Введение

Витые и винтовые трубки некругового поперечного сечения (замкнутые геликоидально симметричные оболочки (ГСО)) могут существенно менять конфигурацию под действием внутреннего давления. Это свойство широко используется при конструировании измерительных приборов [1]. Например, спиральная трубка Бурдона оказывается намного чувствительней обычной трубки Бурдона с круговой осью за счет существенно большей длины. В работе [2] предложены конструкции герметичных механизмов, выполненных из геликоидально симметричных оболочек, преобразующих внутреннее давление в поступательное перемещение и поворот. Отсутствие пар трения и разделение «чистой» и рабочей полостей позволяет использовать такие механизмы в областях техники, требующих отсутствия загрязнений и сохранение высокого вакуума.

Целью данной работы является совершенствование методов расчета ГСО. Геликоидальная симметрия существенно упрощает расчет, так как приводит к одномерным задачам. Но при этом винтовые линии оказываются в общем случае не ортогональными к контуру оболочки,

что приводит к косоугольным гауссовым координатам и необходимости использовать тензорное исчисление. Система дифференциальных уравнений, описывающая перемещения ГСО при больших перемещениях, получается чрезвычайно громоздкой. Поэтому вместо решения дифференциальных уравнений в этом исследовании предлагается минимизировать полный потенциал оболочки.

Геометрия ГСО

Срединная поверхность ГСО (рис. 1) задается векторно-матричным соотношением

$$\mathbf{r}(\alpha, s) = \mathbf{k}s + [\mathbf{L}(\omega s)]\mathbf{a}(\alpha), \quad (1)$$

где $\mathbf{r}(\alpha, s)$ — радиус-вектор срединной поверхности ГСО; α — гауссова координата контура; s — винтовая гауссова координата (в исходном состоянии совпадает с Z); $\mathbf{k}$ — орт оси Z ; ω — крутка винтовой поверхности; $\mathbf{L}$ — матрица поворота вокруг оси Z на угол ωs ; $\mathbf{a}(\alpha)$ — радиус-вектор контура.

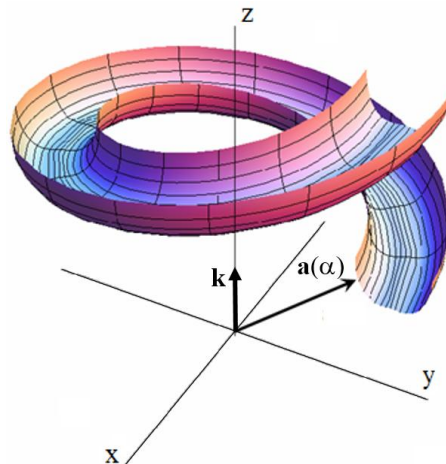


Рис. 1. Геликоидальная поверхность и ее контур

Выражение (1) означает, что геликоидальная поверхность образована поворотом контура вокруг оси Z на угол $\varphi = \omega s$ с одновременным переносом контура вдоль той же оси на расстояние s , то есть его винтовым движением. Для перехода к проекциям достаточно конкретизировать в выражении (1) матрицу поворота и радиус-вектор $\mathbf{a}(\alpha)$:

$$[\mathbf{L}(\omega s)] = \begin{bmatrix} \cos \omega s & -\sin \omega s & 0 \\ \sin \omega s & \cos \omega s & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{a}(\alpha) = \begin{pmatrix} a_x(\alpha) \\ a_y(\alpha) \\ a_z(\alpha) \end{pmatrix}.$$

Согласно работе [3], параметры Ламе A , B и единичные векторы $\mathbf{t}_1$, $\mathbf{t}_2$, касательные к координатным линиям, имеют вид

$$A = \sqrt{\left(\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial \alpha}\right)^2}; \quad \mathbf{t}_1 = \frac{\partial \mathbf{r}}{A \partial \alpha}; \quad B = \sqrt{\left(\frac{\partial \mathbf{r}}{\partial s}\right)^2}; \quad \mathbf{t}_2 = \frac{\partial \mathbf{r}}{B \partial s}. \quad (2)$$

Отметим, что параметры Ламе не зависят от винтовой гауссовой координаты s в силу геликоидальной симметрии.

Синус угла χ между координатными линиями и нормаль $\mathbf{n}$ к поверхности определяются по формулам

$$\sin \chi = |\mathbf{t}_1 \times \mathbf{t}_2|; \quad \mathbf{n} = \frac{\mathbf{t}_1 \times \mathbf{t}_2}{\sin \chi}. \quad (3)$$

По заданному радиусу-вектору срединной поверхности ГСО и вычисленному вектору нормали можно построить эквидистантную поверхность [3]

$$\mathbf{r}_z = \mathbf{r} + z\mathbf{n},$$

где z – расстояние от срединной поверхности, измеряемое вдоль нормали.

Для деформированной срединной поверхности в случае сохранения геликоидальной симметрии радиус-вектор срединной и эквидистантной поверхности задается аналогично (1)

$$\mathbf{r}^+(\alpha, s) = \mathbf{k}(1 + \varepsilon)s + [\mathbf{L}(\omega^+s)]\mathbf{a}^+(\alpha);$$

$$\mathbf{r}_z^+ = \mathbf{r}^+ + z\mathbf{n}^+,$$

где $\mathbf{a}^+(\alpha)$ — радиус-вектор контура деформированной срединной поверхности; ε — осевая деформация оболочки, как целого; ω^+ — крутка в деформированном состоянии.

При записи последней формулы использованы кинематические гипотезы Кирхгофа о жесткой нормали [3].

Подставляя в формулы (2), (3) вместо радиуса-вектора исходной срединной поверхности $\mathbf{r}$ радиусы-векторы эквидистантных поверхностей исходного $\mathbf{r}_z$ и деформированного $\mathbf{r}_z^+$ состояний получим набор параметров Ламе

$$A_z, B_z, \chi_z; \quad A_z^+, B_z^+, \chi_z^+,$$

где индекс « z » помечает эквидистантную поверхность, а индекс « $+$ » - деформированное состояние. По вычисленным параметрам Ламе находилась матрица Грина (мера деформации) $[G_z]$ эквидистантного слоя

$$[G_z] = [D_z]^T [D_z]; \quad [D_z] = \frac{1}{\sin \chi_z} \begin{pmatrix} \frac{A_z^+}{A_z} \sin \chi_z & \frac{B_z^+}{B_z} \cos \chi_z^+ - \frac{A_z^+}{A_z} \cos \chi_z \\ 0 & \frac{B_z^+}{B_z} \sin \chi_z^+ \end{pmatrix}, \quad (4)$$

где $[D_z]$ – матрица, аналогичная матрице дисторсии.

Как известно из кинематики больших деформаций, деформированное состояние полностью определяется матрицей Грина, поэтому главные деформации $\varepsilon_1, \varepsilon_2$ были найдены из (4).

Полный потенциал системы

По найденным деформациям обычным образом вычислялась энергия деформаций [3] одного периода оболочки

$$U = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \int_0^T \oint \frac{E}{2(1-\mu^2)} (\varepsilon_1^2 + 2\mu\varepsilon_1\varepsilon_2 + \varepsilon_2^2) A_z B_z \sin \chi_z d\alpha ds dz, \quad (5)$$

где E, μ – модуль упругости и коэффициент Пуассона материала; h – толщина оболочки; T – период ($T=2\pi/\omega$). Здесь и далее контур ГСО является замкнутым.

Потенциала внешних сил для одного периода ГСО вычислялся по формуле, полученной автором

$$V = -P(1 + \varepsilon)T - M\omega^+T - pT \oint \left(\frac{1}{2} \mathbf{k}(1 + \varepsilon) + \frac{\omega^+}{3} \mathbf{k} \times \mathbf{a}^+ \right) \cdot \left(\mathbf{a}^+ \times \frac{d\mathbf{a}^+}{d\alpha} \right) d\alpha,$$

где p — внутреннее давление; P — осевая сила; M — крутящий момент.

Полный потенциал Π одного периода оболочки является суммой потенциальной энергии и потенциала внешних сил

$$\Pi = U + V. \quad (6)$$

Минимизация полного потенциала

Для вычисления минимума функционала (6) контур был заменен дискретным набором точек. Производные по координате α вычислялись через центральные разности. Так как деформации и параметры Ламе не зависят от винтовой координаты s , то интегрирование по s

в (5) заменялось умножением на T . Интегрирование по толщине производилось по трем гауссовым точкам. Интегрирование по контуру также выполнялось численно (по точкам) В результате функционал Π превратился в функцию многих переменных

$$\Pi = \Pi(a_{X1}^+, a_{Y1}^+, a_{Z1}^+, \dots, a_{Xn}^+, a_{Yn}^+, a_{Zn}^+, \varepsilon, \omega^+), \quad (7)$$

где n — количество точек на контуре; индексы X, Y, Z соответствуют осям на рис 1.

Для минимизации выражения (7), содержащего $3n+2$ неизвестных, использовалась процедура FindMinimum пакета Wolfram Mathematica.

Численный расчет выполнялся для витой трубки, показанной на рис. 2.

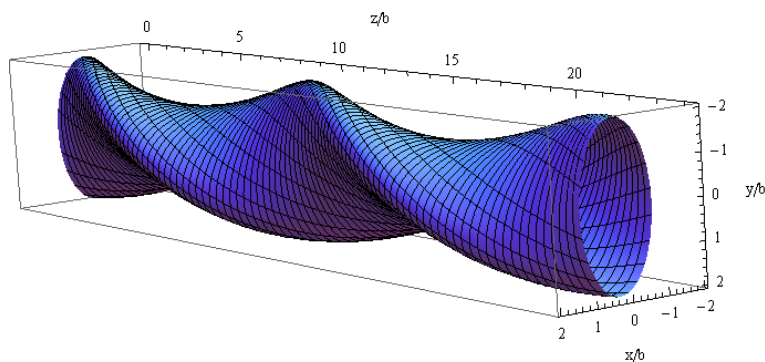


Рис. 2. Срединная поверхность витой трубки с эллиптическим контуром

Заключение

Таким образом, показано, что с помощью разработанного вариационно-разностного метода сложные задачи расчета геликоидально симметричных оболочек удается решать стандартными процедурами численной минимизации функций многих переменных.

Библиография

1. Пономарев С.Д., Андреева Л.Е. Расчет упругих элементов машин и приборов. М.: Машиностроение, 1980. – 326 с.
2. Александрова А.Т., Васин В.А. Создание идеологии полных комплексных систем вакуумного оборудования (основанных на устройствах и элементах, исключающих трение движения и предназначенных для работы в области микро и наноэлектроники и других высоких технологий) [Электронный ресурс] // Системотехника: сетевой электрон. журн., 2009. – №7. URL: <http://systech.miem.edu.ru/2009/vasin.htm> (дата обращения: 30.04.2018)
3. Бидерман В.Л. Механика тонкостенных конструкций: статика. М: URSS, 2017. – 486 с.

УДК 622.24; 622.023

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ПРОЦЕССОМ БУРЕНИЯ СКВАЖИН ПОГРУЖНЫМИ УДАРНЫМИ МАШИНАМИ НА ОСНОВЕ ЕДИНОГО КРИТЕРИЯ КОЛИЧЕСТВЕННОЙ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗРУШЕНИЯ ГОРНЫХ ПОРОД*

Тимонин В.В., Карпов В.Н., Заятдинов Д.Ф.

ИГД СО РАН им. Н.А. Чинакала, Россия, Новосибирск

timonin@misd, karpov@misd.ru, damir.zayatdinov@yandex.ru

Важнейшим условием снижения себестоимости добываемых руд и строительных материалов при ударно-вращательном способе проходки скважин является применение современных высокотехнологичных главных рабочих органов буровых станков – погружных машин ударного действия, оснащенных породоразрушающим инструментом. В статье представлены новые подходы к управлению процессом бурения скважин, обеспечивающие минимизацию затрат энергии на разрушение породного массива с учетом его физико-механических свойств и сокращение продолжительности бурения.

Ключевые слова: *Бурение, автоматизация, энергетический критерий, энергоемкость, порода, скважина*

DEVELOPMENT OF THE SYSTEM OF AUTOMATIC CONTROL OF THE WELL DRILLING PROCESS BY DTH HAMMER TOOLS ON THE BASIS OF A SINGLE CRITERION OF QUANTITATIVE ESTIMATION OF THE EFFICIENCY OF DESTRUCTION OF ROCK

Timonin V.V., Karpov V.N., Zayatdinov D.F.

Chinakal Institute of Mining, Siberian Branch, Russian Academy of Sciences, Novosibirsk

timonin@misd, karpov@misd.ru, damir.zayatdinov@yandex.ru

The important condition of reducing the cost of extracted ore and construction materials at a percussive-rotary drilling method is the use of modern high-tech main working tools of drilling rigs such as DTH drill tools. The article presents new approaches to managing the process of drilling wells, providing minimization of energy costs for the destruction of the rock massif taking into account its physical and mechanical properties and shortening the drilling time

Key word: *Drilling, automation, massif, well, power consumption, power criterion*

Введение

В мировой практике освоения твердых полезных ископаемых в рудниках, с каждым годом происходит углубка отрабатываемых горизонтов, что ведет к необходимости повышения требований безопасности при проведении горных работ и сохранению высоких объемов добытой руды при минимальных энергозатратах на проведение буровзрывных работ. Переход на глубины свыше 1000 м, особенно в сейсмоопасных районах, требует снижения концентрации людей в зонах риска или их полного исключения и ведет к необходимости внедрения безопасных систем разработки с использованием буровой техники и погрузочно-доставочных машин (ПДМ) на дистанционном управлении [1]. Ввиду того, что первоочередным мероприятием отбойки руды скважинными зарядами является бурение, необходимость в автоматизации этого процесса не вызывает сомнений. В России, как в подземных условиях разработки полезных ископаемых (ПИ), так и на открытых горных

* Работа выполнена в рамках проекта ФНИ № гос. регистрации AAAA-A17-117122090003-2

работах, по уровню автоматизации, отечественные буровые станки значительно уступают зарубежным образам. К примеру, для подземных станков ударно-вращательного бурения технико-технологический разрыв составляет свыше 40 лет, ввиду того, что на большинстве станков нет приборов учета режимов бурения, в частности манометров, необходимых для определения номинального давления и усилия подачи. Поэтому управление забойной мощностью погружных ударных машин в процессе бурения носит качественный характер и во многом остаётся делом инженерного искусства, основанном на накоплении эмпирического опыта машиниста буровой установки, а не по параметрам приборов.

В мировой практике ударно-вращательного бурения лидерами в области разработки систем автоматизации буровых комплексов являются компании Atlas Copco с системой управления RCS получившей массовое внедрение в рудниках [2] и Sandvik Mining с системой AutoMine, реализованной в буровом комплексе для открытых горных работ Pantera DI 6400 [3,4].

Предложенные компании пока единственные, которые смогли реализовать бурение несколькими буровыми комплексами одновременно в автоматическом режиме (без человека в кабине). Тем не менее, говорить о массовой реализации бурения станками с полной автоматизацией управления на карьерах и в рудниках не приходится. Переход к безлюдным технологиям буровых работ требует интеграции буровых машин с сетью рабочего объекта, ввиду разнообразия применяемой техники различного назначения, высокой квалификации персонала, внедрения новых требований и систем безопасности. Основная проблема, связанная с внедрением безлюдных систем автоматизации на горных предприятиях за рубежом – обоснование экономического эффекта от их внедрения. Поэтому технические изыскания при разработке автоматизированных буровых комплексов за рубежом ведутся с позиции минимизации затрат на энергоносители при проходке скважин, а также техническое обслуживание и запасные части. Кроме этого, «умные машины» предполагают наличие функции определения прочностных свойств горных пород, их вещественного (минерального) состава в процессе бурения [5].

В настоящее время применение первого уровня автоматизации в современных буровых установках получило наибольшее распространение [6]. Этот уровень характеризуется наличием указателя угла и глубины скважины, регистрации и отображения основных параметров бурения и технического обслуживания, управлением положением органов позиционирования с помощью выносных пультов управления оснащенных джойстиком. Как показывает опыт эксплуатации импортных буровых комплексов ударно-вращательного бурения в России наличие приборов учета с широкими возможностями по выбору режимов бурения и указанием механической скорости проходки скважины на панели управления не гарант низкой энергоёмкости разрушения при минимальном износе породоразрушающего инструмента, ввиду того, что подходы в выборе режимов бурения основываются на показаниях механической скорости бурения. Для ударно-вращательного способа бурения при изменении частоты вращения става в широких пределах, при постоянном усилии подачи, механическая скорость бурения может иметь одинаковые показатели при проходке однородных пород, но при этом иметь существенную разницу по износу твердого сплава буровых долот. При проходке резко перемежающихся пород или в условиях их повышенной трещиноватости резкое увеличение механической скорости проходки часто ведет к аварийным ситуациям. Это обусловлено отсутствием своевременных мер по управлению забойной мощностью погружных ударных машин, требующих снижения ударной нагрузки на забой при проходке скважин в зонах повышенной дезинтеграции породного массива или ее повышения при увеличении сопротивления разрушению горных пород. Управление забойной мощностью может осуществляться путем изменения рабочего давления погружных ударных машин и частотой вращения става, при усилиях подачи, обеспечивающих

непрерывный контакт бурового инструмента пневмударника с породой, но для этого требуется оценочный критерий, отличный от механической скорости бурения.

В ИГД СО РАН теоретически обоснована и экспериментально доказана эффективность использования энергетического критерия объемного разрушения для оценки применяемых технологий бурения в условиях горнодобывающих предприятий России при бурении скважин ударно-вращательным способом горных пород в широком диапазоне их физико-механических свойств [7,8].

Для расчета энергетического критерия объемного разрушения горных пород используется выражение (1):

$$k = \frac{E(t) \cdot \alpha}{V_p(t) \cdot \rho \cdot v_p^2} = (1 \div 4) \cdot 10^{-9}, \quad (1)$$

где $E(t)$ - энергия затрачиваемая пневмударником на разрушение породного массива при прохождении контрольного участка рейса; α - расчетный коэффициент сейсмического действия подземных взрывов ($\alpha \cdot 10^{-6}$); $V_p(t)$ - объем разрушенной породы при прохождении контрольного участка рейса буримой скважины, ρ - плотность породного массива месторождения (бурового участка); v_p^2 - скорость прохождения продольной волны в породном массиве месторождения.

Проведенный комплекс экспериментальных исследований по натурной верификации безразмерного энергетического критерия объемного разрушения (далее - энергетического критерия) геоматериалов при ударно-вращательном бурении скважин погружными пневмударниками в различных по прочностным свойствам горных породах на карьерах и в рудниках позволил установить, что оптимальной по энергоемкости процесс разрушения осуществляется в диапазоне изменений $1 \div 4 \cdot 10^{-9}$.

Мониторинг изменения энергетического критерия в ходе ударно-вращательного бурения скважин погружными пневмударниками на контрольных участках, длина которых при проходке глубоких взрывных скважин в подземных условиях должна составлять $0,03 \div 0,05$ м, а при работе на карьерах $0,05 \div 0,1$ м, позволяет фиксировать изменение сопротивления горных пород при их динамическом разрушении, что дает возможность предотвратить аварийные ситуации и своевременно производить изменения режимов бурения путем увеличения или уменьшения забойной мощности пневмударника. На рис. 1 представлен график изменения энергетического критерия при бурении скважины на участке повышенной дезинтеграции породного массива (гранит) на карьере Борок г. Новосибирск. Показатели скорости продольных волн при расчете взяты со стабильных участков, где показатели трещиноватости находились в пределах четвертой категории. При установленном режиме бурения скважины пневмударником ПБ170М на установке SWDB165 (Китай) $k=4,75 \cdot 10^{-9}$. Соответственно, при анализе изменения энергетического критерия на участке L, нижние отклонения энергетического критерия принимались за уменьшение сопротивления разрушению горной породы, а верхние - за увеличение. При бурении контрольного участка, вмешательств в процесс не осуществлялось.

На участке пути $0,8 - 0,9$ м пройдена незначительная по продолжительности зона аварийной угрозы, с участка 1м бурение стабилизировалось ввиду вхождения в зону повышенного сопротивления горной породы и т.д. Карьер «Борок» одно из наиболее сложных в горно-техническом отношении месторождение строительных материалов в Новосибирской области и Алтайском крае, где случаи потерь пневмударников вместе с буровыми штангами не редкость. Вхождение в зону повышенной дезинтеграции не всегда ощутимо и характерно для бурильщика, что впоследствии ведет к аварийной ситуации, где контраварийные мероприятия ведутся по факту заклинивания буровой колонны крупными обломками породы от разрушенных стенок скважины и др. [8].

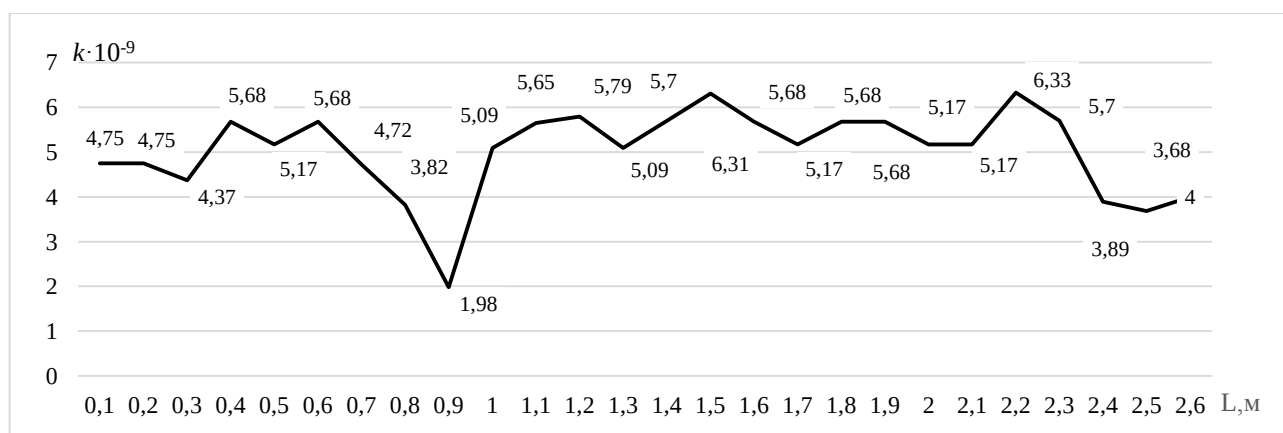


Рис. 1. Знакопеременная реакция горных пород при ударно-вращательном бурении скважин

Приведенный результат исследований как и другие, проведенные в условиях различных месторождений ПИ по изучению диапазонов изменения энергетического критерия при бурении скважин, свидетельствует, что установление и использование обратной связи между нелинейными геотехническими процессами разрушения напряженных горных пород при ударно-вращательном бурении скважин позволяет осуществлять это разрушение с оптимальной энергоемкостью и управлять им путем: своевременной смены режимов бурения с понижением или повышением забойной мощности и проведения своевременных мероприятий по очистке ствола скважины от продуктов разрушения.

Заключение

Разработка отечественной автоматизированной системы управления первого и последующего уровней на основе единого критерия количественной оценки эффективности разрушения горных пород имеет потенциал определения прочности горных пород, а также их трещиноватости. На наш взгляд разработка универсальных, автономных и компактных систем навигации для отечественных буровых установок, с возможностью интеграции с сетями объекта (при необходимости) позволит сократить разрыв с зарубежными аналогами и иметь уверенное преимущество по критерию «цена-качество». Для дальнейшего развития систем автоматизации на горных предприятиях России давно назрела необходимость в разработке отечественного научно-исследовательского бурового комплекса.

Библиография

1. Marcelo Prado. Autonomy in the Andes // Mining & construction. – 2013. – No 2. – P.34–35.
2. Опарин В.Н., Русин Е.П., Татсиев А.П., Фрейдин А.М., Бадтиев Б.П. Мировой опыт автоматизации горных работ на подземных рудниках // Новосибирск: ИГД СО РАН. – 2007. – С. 99
3. Sandvics new Pantera DTH // Mining Turkey. Mining and Earth Science magazine. – 2014. – Vol. 3, No 6. – Pp. 26–27.
4. Josef Pappenreiter. Bohrgigant am Erzberg // Baublatt.Österreich. – 2016. – No 2. – P. 50–51.
5. Brian Fox. Insight of automation // Mining & construction. – 2013. – No 2. – P. 32–33.
6. Eremenko V. A., Karpov V. N., Timonin V. V., Shakhtorin I. O., and Barnov N. G. Basic trends in development of drilling equipment for ore mining with block caving method // J. of Mining Science. – 2015. – Vol. 51, No. 6. – Pp. 1113–1125.
7. Oparin V.N., Timonin V.V., Karpov V.N. Quantitative estimate of rotary-percussion drilling efficiency in rocks // J. of Mining Science. – 2016. – Vol. 52, No 6. – Pp. 1100–1111.

8. Опарин В. Н., Тимонин В. В., Карпов В. Н., Смоляницкий Б. Н. О применении энергетического критерия объемного разрушения горных пород при совершенствовании технологии ударно-вращательного бурения скважин // ФТПРПИ. – 2017. – № 6. – С. 81 – 104.

УДК 629.33.083.4

ПОИСК ОЦЕНОЧНЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОСЛЕРЕМОНТНОЙ НАДЕЖНОСТИ ТС ПОСЛЕ ДТП

Тупицын И.И.*, Зубриський С.Г.**

*Государственный научный центр Российской Федерации ФГУП «НАМИ»,
Россия, Москва, *igor.tupitsyn@nami.ru, **sgzubr@yandex.ru*

На сегодняшний день вопрос разработки методических рекомендаций, наглядно демонстрирующих недопустимость экономии на конкретных частях и узлах транспортных средств при их восстановительном ремонте является одним из актуальных в связи с техническим состоянием автопарка России, а также с состоянием систем его контроля и технического поддержания. Именно поэтому требуется проработка порядка действий по анализу конструктивных особенностей ТС и выработка оценочных показателей их послеремонтной надежности, по которым можно будет судить о целесообразности того или иного ремонтного воздействия.

Ключевые слова: послеремонтная надежность, математическое моделирование, восстановительный ремонт, автопарк России.

SEARCH FOR REPAIR RELIABILITY'S ESTIMATES OF THE VEHICLE AFTER THE ACCIDENT

Tupitsyn I.I.*, Zubriskiy S.G.**

*The Central research and development automobile and engine institute NAMI,
Russia, Moscow, igor.tupitsyn@nami.ru, ** sgzubr@yandex.ru*

Today, the issue of the methodical recommendations development, demonstrating the inadmissibility of savings on vehicles specific parts and nodes during their repair, is one of the most relevant in connection with the technical condition of the Russian fleet, as well as with the state of its control and maintenance systems. That is why it is necessary to study the procedure for analyzing the structural features of the vehicles and to develop the estimates of their repair reliability, on which it will be possible to judge the expediency of any repair effect.

Key words: vehicle's reliability after repair, mathematical modelling, repair, Russian fleet.

Введение

Общеизвестно, что официальный дилер, стремясь к унификации ремонта и снижению требований к квалификации исполнителей, переводит большинство ремонтных работ в услугу по «замене» запасных частей, что приводит к снижению требований к квалификации сотрудников дилеров ТС при приеме в штат. Это имеет отношение к проблемам точности диагностики повреждений конструкции ТС после ДТП, классификации повреждений с соответствующим последующим выбором технологических процессов восстановительного ремонта от чего напрямую зависит его качество и как следствие возможность оценки технического состояния конструкции ТС по параметрам дорожного движения. Более того, не каждый автолюбитель сможет заметить «дефекты» ремонта сразу после завершения работ. Всё это негативно сказывается на надёжности отремонтированного транспортного средства, непосредственно связанной с безопасностью дорожного движения на дорогах нашей страны.

Целью работы является определение оценочных показателей надежности ТС после ремонта, по которым можно судить о возможности или невозможности ремонтного воздействия.

Разработка алгоритма действий по поиску

Осуществление этой задачи должно производиться на основе оценки конструктивных параметров автомобилей в плане их ремонтпригодности после различных ситуаций дорожно-транспортных происшествий. Примерная модель оценки допустимости ремонтного воздействия должна включать в себя следующие позиции:

Анализ автопарка и рынка Российской Федерации с градацией на субъекты. Исходя из этого мы получим возраст транспортных средств, соотношение продаваемых новых автомобилей к бывшим в употреблении (а также анализ продаваемости), наименования марок и моделей транспортных средств и т.д., а также условия их эксплуатации при наложении вышеперечисленного на карту регионов нашей страны. В этом вопросе помогут авторитетные источники статистической информации, такие как аналитическое агентство «АВТОСТАТ» и различные интернет ресурсы по сбору статистики продаж. В результате этого анализа мы получим исходную информацию о том, какие конкретно автомобили, в каком количестве, техническом состоянии (на основе возраста), и где эксплуатируются, а также приблизительная картина о владельцах, позволяющая охарактеризовать их модель вождения и иные факторы, отраженные раньше (имеющие отношение к сфере эксплуатации транспортных средств) [1];

Таблица 1

Процентное соотношение марок на территории РФ											
Марка		%	Марка		%	Марка		%	Марка		%
1	Lada	31,03%	19	Suzuki	0,50%	37	Иж	0,06%	55	BAW	0,01%
2	Chevrolet	3,65%	20	Renault	3,71%	38	Haval	0,01%	56	ChangAn	0,01%
3	Hyundai	4,18%	21	Fiat	0,30%	39	Jeep	0,06%	57	Datsun	0,17%
4	Toyota	8,41%	22	Subaru	0,26%	40	Seat	0,03%	58	Emgrand	0,03%
5	Ford	3,02%	23	Volvo	0,28%	41	Iran Khodro	0,000049	59	Geely	0,18%
6	ГАЗ	1,68%	24	Land Rover	0,31%	42	Porsche	0,07%	60	Genesis	0,000014
7	Nissan	4,50%	25	Mercedes-Benz	0,79%	43	Jaguar	0,03%	61	Haima	0,01%
8	Mitsubishi	2,60%	26	BMW	0,61%	44	FAW	0,01%	62	Iveco	0,01%
9	Opel	1,09%	27	SsangYong	0,36%	45	Cadillac	0,03%	63	JAC	0,000013
10	Daewoo	1,19%	28	Audi	0,52%	46	Chrysler	0,01%	64	Luxgen	0,000003
11	Honda	0,50%	29	Chery	0,24%	47	Saab	0,00%	65	Ravon	0,02%
12	Kia	3,76%	30	Lexus	0,34%	48	Minerva	0,03%	66	Smart	0,000049
13	Dacia	0,29%	31	Citroen	0,37%	49	Hummer	0,01%	67	Vortex	0,06%
14	Mazda	0,83%	32	Infiniti	0,14%	50	Brilliance	0,01%	68	Zotye	0,000019
15	Volkswagen	3,38%	33	BYD	0,02%	51	Hafei	0,000011	69	Богдан	0,04%
16	УАЗ	1,08%	34	Great Wall	0,15%	52	Alfa Romeo	0,000016	70	3A3	0,03%
17	Skoda	1,38%	35	Lifan	0,33%	53	Isuzu	0,01%	71	TarA3	0,04%
18	Peugeot	0,60%	36	Dodge	0,01%	54	Acura	0,000045	N/A		14,83%

Следующим этапом станет анализ статистической базы ДТП с помощью официальной статистики, размещенной на Интернет-ресурсе ГИБДД [2]. При использовании ранее полученных данных можно будет проанализировать с достаточной точностью характер дорожно-транспортных происшествий: причины возникновения, «область поражения» при ударе, последствия, объем ущерба, а самое главное – какие автомобили участвовали в ДТП (марка, модель, год выпуска, техническое обслуживание и т.д.). Такие статистические

данные в нашей стране не собираются, однако, методом компиляции можно получить примерную картину происходящего;

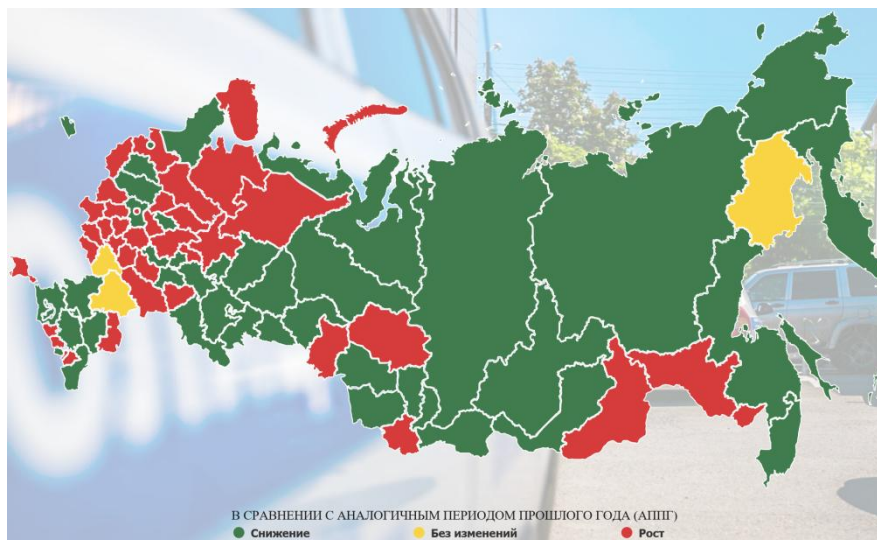


Рисунок 1

На основе предыдущего анализа, можно будет выявить конкретные марки и модели транспортных средств, участвующих в ДТП. В целях унификации методики и получения ее общего случая можно будет провести градацию по наиболее встречающимся ситуациям и составить статистику в ТОП-10 марок, которые наиболее часто попадают в ДТП, и совместить данную статистику с имеющимися данными агентства «АВТОСТАТ». Очевидно, что в данном случае будут равноценно учтены все факторы: количество таких транспортных средств на дорогах, продаваемость, срок службы, год выпуска, характерные черты покупателей, область эксплуатации и т.д.;

Получив вышеназванные исходные данные, необходимо провести подробный анализ конструкций этих транспортных средств в области предполагаемых «ударов», а также анализ политики заводов-изготовителей и головных дилеров этих транспортных средств в определении соотношения ремонт-замена» и иных показателей;

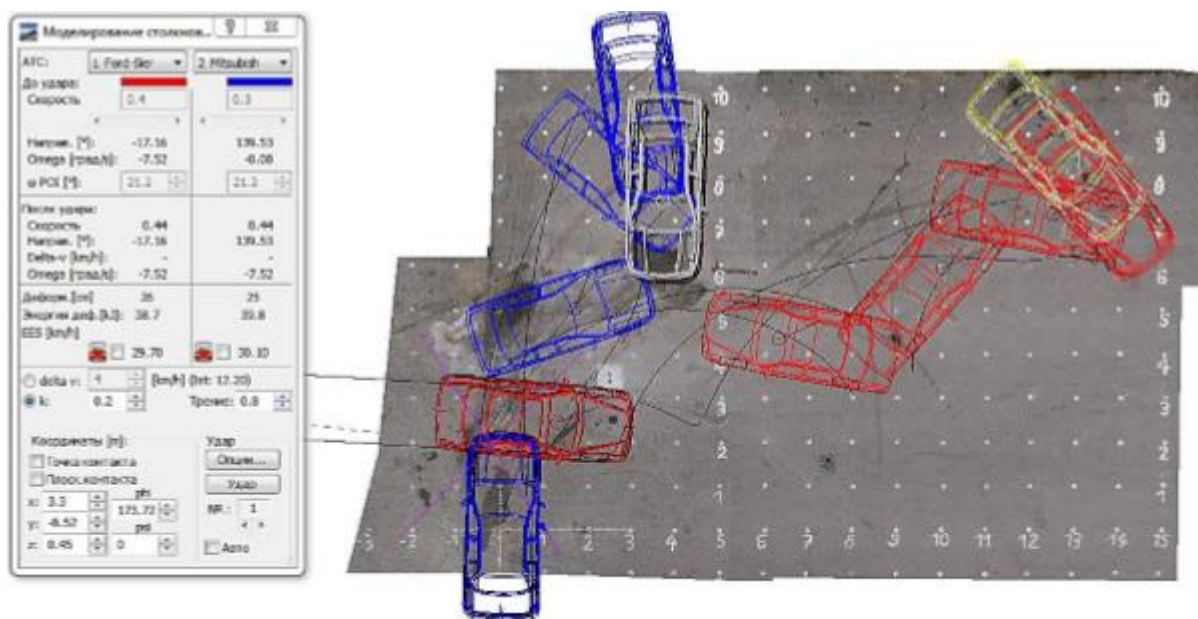


Рисунок 2

Далее, на основе программной платформы по исследованию дорожно-транспортных происшествий «PC-Crash» произвести моделирование наиболее часто встречающихся ситуаций с учетом конкретных автомобилей. На этом же этапе провести сравнение данных, полученных при математическом моделировании, в том числе примерной области, приходящегося удара, с данными, полученными при анализе статистики. На основе этого анализа производим «перевод» статистической информации в базу данных из оценочных показателей теории надежности [3];

Следующий этап – является применение этих показателей в расчете остаточного ресурса транспортного средства по имеющимся методикам;

Анализ натурных испытаний (краш-тестов) в испытательной лаборатории НИЦИИАМТ (Дмитровский автополигон) и корректировка имеющихся данных с апробацией результатов. Соответственно повторное проведение предыдущего пункта на основе реальных данных, полученных с натурных испытаний, и сравнение с тем же расчетом на основе моделирования для получения корректировочных коэффициентов;

Систематизация полученных данных с градацией на наиболее часто встречающиеся ситуации и наименее часто встречающиеся, как специфические ответвления от основного базиса.

Заключение

На основе представленной модели будут разработаны методические рекомендации, с обоснованием по фиксированию определенных показателей надежности и недопустимости определенных действий. Это будут и предписания по недопустимости экономии на качестве компонентов, материалов и пр., качестве ремонтных услуг, и по недопустимости ремонтного воздействия в конкретных условиях (недостаточные квалификация сотрудников или производственно-техническая база СТОА, сложные эксплуатационные условия и пр.) и т.д. [4]. Дополнительным положительным фактором станет указанный шаблон действий с апробированным результатом.

Библиография

1. Красавин П.А., Тупицын И.И., Катаев М.В. Автопарк Российской Федерации. Состояние и проблемы / О мерах по повышению безопасности дорожного движения на среднесрочный период планирования (2018–2023 годы): сборник докладов семинара. – М.: МАДИ. – 2017. – С. 72–80.
2. Показатели состояния безопасности дорожного движения // ГИБДД URL: <http://stat.gibdd.ru/> (дата обращения: 30.03.2018).
3. PC-CRASH Компьютерная программа для анализа и моделирования дорожно–транспортных происшествий // Автономная некоммерческая организация судебной экспертизы "ЛАБОРАТОРИЯ СУДЭКС" URL: http://sudex69.ru/Обзор_программы.pdf (дата обращения: 31.03.2018).
4. Зубриський С.Г., Красавин П.А., Тупицын И.И. Влияние компетенций автоэкспертов на организацию восстановительного ремонта транспортных средств в РФ // Журнал автомобильных инженеров. - 2017. - №4(105). - С. 28-31.

УДК 621.438

РАЗРАБОТКА ГАЗО- И ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ УПЛОТНЕНИЙ ДЛЯ ОПОР ТУРБОМАШИН

Фалалеев С.В., Наджари Х.

Самарский университет, Самара, Россия, Sergey_falaleev@mail.ru

К уплотнениям опор роторов турбомашин предъявляются высокие требования. Газодинамические и гидродинамические уплотнения имеют широкие перспективы применения также и в авиационных газотурбинных двигателях. Основные проблемы: материалы, деформации колец, необходимость создания математических моделей сопряженных процессов. В статье описаны конструкции и опыт проектирования торцовых уплотнений с газовой и жидкостной смазкой для турбомашин различного назначения.

Ключевые слова: *торцовое газодинамическое уплотнение, торцовое гидродинамическое уплотнение, компрессор, авиационный двигатель, утечки.*

DESIGN AND DEVELOPMENT OF MECHANICAL SEALS WITH GAS AND LIQUID LUBRICANT FOR TURBOMACHINES

Falaleev S.V., Nadjari H.

Samara National Research University Samara, Russia, Sergey_falaleev@mail.ru

The construction, manufacture and operation of seals and sealing systems requires extensive knowledge. High demands are placed on the sealing supports of rotors of turbomachines. Gas-dynamic and hydrodynamic seals also have a broad application prospects in aircraft gas turbine engines. Face seals with gas and liquid lubrication allow to solve problems like: materials, deformation of rings, the need to create mathematical models of coupled processes. In this article, development of dry gas and liquid-filled labyrinth seals for turbine supports are described.

Key words: *mechanical gas-dynamic seal; mechanical hydrodynamic seal, compressor, aircraft engine, leaks.*

Введение

Постоянно повышающиеся требования к надежности, герметичности и весу уплотнений заставляют возвращаться к идее использования уплотнений с газовой или жидкостной смазкой. Правильно спроектированное такое уплотнение работает без изнашиваемости пары трения с малой утечкой, в том числе при очень высоких скоростях вращения роторов. Наибольших успехов при реконструкции центробежных компрессоров в газоперекачивающих агрегатах (ГПА) достигла замена гидрозатворов на «сухие» торцовые газодинамические уплотнения (ТГДУ) [1], которые появились при разработке новых образцов аэрокосмической техники около 50 лет назад [2,3].

Первые попытки применения торцовых уплотнений с газовой смазкой в авиационных двигателях и газотурбинных установках относятся к 60-м годам. История создания теории опор со спиральными канавками начинается с 1949г. с работы Уиппла [4]. Более точные результаты получены численными методами спустя 25 лет Мюдерманом и опубликованы позднее в работе [5]. Эта теория была значительно развита другими авторами и успешно адаптирована для торцовых газодинамических уплотнений.

Исследование эксплуатационных характеристик ТГДУ

В технической литературе отсутствуют сведения о пусковых характеристиках ТГДУ. Так как они однозначно определяют ресурс уплотнения, уделим им особое внимание. Используем методику расчета характеристик ТГДУ в квазистационарной постановке.

В ТГДУ нагнетателя НЗ70-18-1 зона газодинамического подшипника распространяется от наружного диаметра вращающегося кольца до диаметра 202 мм. Рассмотрим изменение пусковых характеристик ТГДУ при расширении зоны в радиальном направлении на 1 мм. В этом случае спиральные канавки будут заканчиваться на диаметре 200 мм. Характеристики уплотнения для природного газа приведены на рис.1 и рис.2, однако следует отметить, что без вращения ротора зазор не превышает 1 мкм, поэтому при старте будет касание уплотнительных колец. Обычно на уплотнениях реализуются перепады давления 5,5...6 МПа. Особые трудности со стартом могут быть у 2-ой ступени ТГДУ, которая работает обычно при перепаде давления 0,01...0,1 МПа.

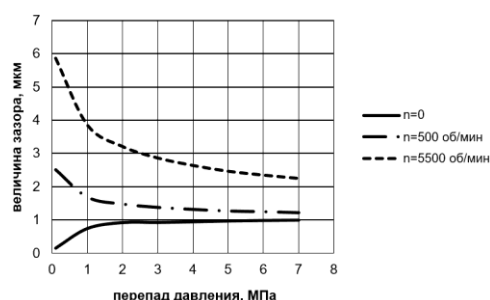


Рис.1 Зависимость величины зазора в уплотнении от перепада давления газа и частоты вращения ротора

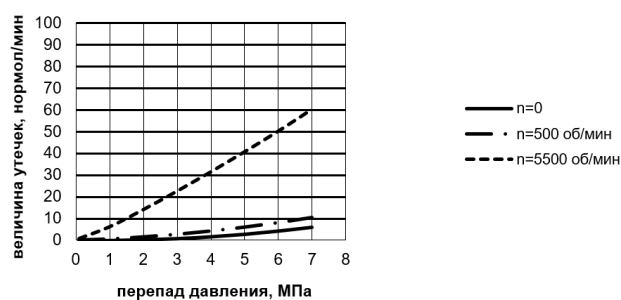


Рис.2 Зависимость расходной характеристики ТГДУ от перепада давления газа и частоты вращения ротора

Анализ этих рисунков показывает, что первая ступень уплотнения «всплывает» при опрессовке (зазор более 1,5 мкм) и проблем с запуском не будет. Однако утечки почти в 2 раза выше, чем в 1-ом варианте. При этом необходимо учесть, что сечение уплотнительного кольца придется корректировать.

Разработка параметрического ряда пар трения со спиральными канавками для ТГДУ ГПА

Основными газодинамическими характеристиками ТГДУ являются: величина зазора, расход уплотняемой среды через уплотнение, жесткость смазочного слоя и изгибающий момент, образующийся от действия газодинамических сил в зазоре.

Полученные расчетным путем некоторые геометрические параметры типовых пар трения приведены в табл. 1. В качестве определяющего параметра ряда был выбран внутренний диаметр $D1$ уплотнительного пояска. Остальные геометрические параметры определялись в процессе сопряженного газодинамического, теплового и прочностного расчета. Величина изменения зазора ТГДУ в динамике высчитывалась при торцовом биении вала 0,1 мм.

Таблица 1. Расчетные геометрические параметры типовых пар трения

Параметр	Пара трения 1	Пара трения 2	Пара трения 3	Пара трения 4
$D1, мм$	150	179	202	212
$D2, мм$	188	225	250	260
$D5, мм$	193,4	230,3	256	266
$B1, мм$	11,2	13,4	14	14
$Rn, мм$	5	5	4	4
$c, мм$	2	2	3	3
$n, шт$	12	12	12	12
$h_{ск}, мкм$	6...8	6...8	6...8	6...8

Таким образом, проведенные проектировочные расчеты позволили выбрать геометрию уплотнительных колец, принадлежащих выбранному типоразмерному ряду пар трения. Использование пар трения с данной геометрией обеспечит требуемые характеристики ТГДУ. На рис.3 и рис.4, приведены расчетные и экспериментальные значения величин утечек в ТГДУ с парами трения из параметрического ряда.

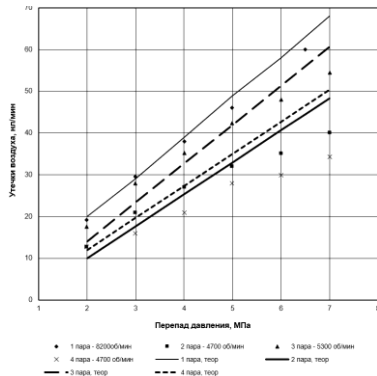


Рис.3 Расчетные и экспериментальные значения величин утечек в ТГДУ

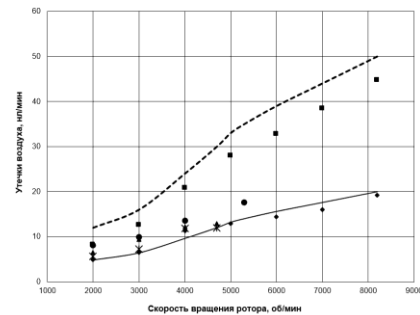


Рис.4 Расчетные и экспериментальные значения величин утечек в ТГДУ

Расхождение теоретических и экспериментальных данных – от 1,3 до 34%. Оно может быть объяснено тем, что при расчете не была учтена реальная температура воздуха на входе в уплотнительную щель, так как она в эксперименте не фиксировалась.

Разработка уплотнений с газовой и жидкостной смазкой для авиационных газотурбинных двигателей

При проектировании уплотнений основной задачей является определение характеристик слоя смазки в зазоре при наличии микроканавок произвольной формы [6]. Для торцовых газо- и гидродинамических уплотнений с микроканавками были разработаны математические модели, основанные на применении метода конечных объемов [7].

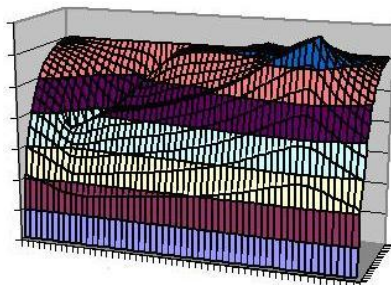


Рис. 5. Поле распределения давления в зазоре торцового газодинамического уплотнения

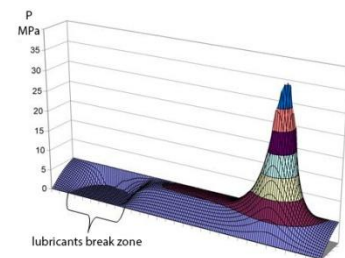


Рис. 6. Поле распределения давления в зазоре торцового гидродинамического уплотнения

Изображено поле распределения давления в зазоре в секторе с микроканавкой для торцового газодинамического уплотнения, а на рис. 5 - для торцового гидродинамического уплотнения.

Конструкция уплотнения с гидродинамическими канавками представлена на рис. 6.

Разработка модифицированной динамической модели ТГДУ

При эксплуатации нагнетателей природного газа имеются единичные случаи разрушения пар трения вибрационного характера. Поэтому необходимо углубленное исследование динамических процессов, происходящих в ТГДУ. При работе торцового бесконтактного уплотнения на расчетном режиме неуравновешенная газовая сила в зазоре прижимает втулку

MR (штриховой контур на рис. 7) к торцевой поверхности упора ротора, сжимая при этом вторичное уплотнение с характеристиками, представленными жёсткостью (C_0), демпфированием (b_0). Здесь L_0 – фактическая величина зазора между торцевой контактной поверхностью и торцевой поверхностью проточки под эластомерное кольцо на расчетном режиме работы. При этом уплотнение работает как двухмассовая модель, то есть при вибрации ротора имеются колебания графитового кольца МК и прижима MSP. Такая динамическая модель хорошо исследована [1].

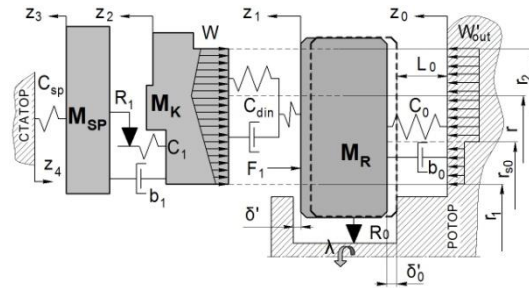


Рис.7. Трёхмерная динамическая модель с явлением отрыва втулки уплотнения от упора ротора

Однако с повышением частоты или амплитуды осевых колебаний ротора возможен отрыв втулки уплотнения MR от торцевой поверхности упора ротора (рис 6). Происходит возникновение зазора. Уплотнение работает как трёхмассовая модель. Была создана модель такой системы, с помощью которой в настоящее время проводится цикл исследований с целью выявления возможности разрушения колец пары трения [8].

Заключение

Торцовые уплотнения с газовой и жидкостной смазкой позволяют решить ряд проблем, возникающих при создании опорно-уплотнительных узлов стационарных турбомашин и авиационных газотурбинных двигателей. Накопленный уникальный опыт создания таких уплотнений для турбомашин различного назначения позволяет проектировать и доводить уплотнительные узлы с использованием их "виртуального" прототипа, то есть расчётным методом с последующей проверкой на стенде.

Библиография

1. Фалалеев С.В., Новиков Д.К., Балякин В.Б., Седов В.В. Торцовые газодинамические уплотнения/ Монография. Самара: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2013. –300с.
2. Gasgeschmierte Gleitringdichtungen. Wolfratshausen (Germany): Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH, 1997. – 75s.
3. Гольвсвейн Я. Сухие уплотнения фирмы “JohnCrane”// Уплотнения и вибрационная надёжность центробежных машин: Труды VI научно-техн. конф. – Сум. фил. ХПИ, Сумы, 1991. – С.7-13.
4. Whipple R. T.R. Herringbone Pattern Thrust Bearing // AERE, 1949. – T/M 29.
5. Muijderman E.A. Spiralgroovebearings. – Springer-Verlag, 1966.
6. Belousov A.I., Falaleev S.V., Demura A.S. On application of the theory of face seals with microgrooves to high-speed FV engine rotors // Russian Aeronautics, 2009. – 52(3).
7. Bondarchuk P., Falaleev S. Direction of improvement of the radial-face seals of rotor supports of the aircraft engines // International Journal of Engineering and Technology (IJET). Oct-Nov 2014. – V. 6, No 5. – Pp. 2261-2268.
8. Badykov R.R., Falaleev S.V. Advanced Dynamic Model Development of Dry Gas Seal // Procedia Engineering. – 2017. – V. 176. – Pp. 344-354.

УДК 534.01

ИССЛЕДОВАНИЕ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ СОСТАВНОГО ВАЛА

Энхбаатар П., Гангэрэл Х.

Монгольский государственный университет науки и технологии, Монголия,
gangerel_e27@must.edu.mn

Определено дифференциальное уравнение колебаний составных валов с учетом влияния усилия сжатия пакета дисков, деформаций и инерции поворота поперечных сечений, позволяющее рассчитать их динамические характеристики.

Ключевые слова: Колебание дисков, крутильное колебание, составной вал, усилие сжатия, жёсткость.

INVESTIGATION OF TORSION OSCILLATIONS OF COMPOSITE SHAFT

Enkhbaatar P., Gangarel H.

Mongolian State University of Science and Technology, Mongolia, gangerel_e27@must.edu.mn

The differential equation of oscillations of compound shafts is determined taking into account the effect of the compression force of the disk package, the deformations and the inertia of the rotation of the cross sections, which makes it possible to calculate their dynamic parameters.

Key words: Vibrations of discs, torsional oscillation, compound shaft, compression force, rigidity.

Общие сведения

Процесс кручения вала при передаче крутящего момента от элементов привода валковой машины сопровождается колебаниями. Известно, что жёсткость составного вала при деформации его кручением может составить до одной трети от расчетной жёсткости соответствующей цельной конструкции и зависит от ряда факторов: усилия сжатия пакета, материала дисков, их формы, размеров и количества, размеров площадки контакта валов, упругих характеристик материала дисков, диапазона изменения дополнительных деформаций и др [1]. Зависимости величины жёсткости от действия каждого фактора в целом носят нелинейный характер. При постоянной величине усилия сжатия дисков вала в условиях колебаний их пакета с малыми амплитудами уменьшение жесткостей почти постоянно и может быть учтено при деформации кручения введением коэффициентов $\mu < 1$, определяемых опытным путем. Для решения задачи по аналитическому исследованию крутильных колебаний составных валов используем принцип Гамильтона и уравнение Лагранжа II рода. Выражение для потенциальной и кинетической энергий вала составим с учётом равномерного распределения по его длине пакета рабочих обрешеченных дисков. При этом условии члены выражений, относящихся к элементам пакета, будут представлять собой суммы интегралов, взятых в пределах отдельных элементов:

$$U_2 = \int_0^L G_B \cdot J_{KB} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{j-1} \int_{il_p}^{(i+1)l_p} \mu \cdot G_p \cdot J_{KP} \cdot dz \quad (1)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \int_0^L \rho_B \cdot J_{PB} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{j-1} \int_{il_p}^{(i+1)l_p} \rho_P \cdot J_{Pn} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 dz \quad (2)$$

Здесь: U_2 и T_2 потенциальная и кинетическая энергии составного вала при крутильных колебаниях;

θ - угол закручивания;

μ - коэффициент уменьшения жесткости вала при кручении.

Для решения задачи во втором приближении необходимо учесть влияние продольных силовых факторов.

Влияние усилий растяжения вала и сжатия пакета на процесс крутильных колебаний обуславливается тем, что первоначально прямолинейные оси продольных волокон в процессе деформаций кручения, вызываемых крутильными колебаниями, превращаются в равновеликие по длине винтовые линии. Это явление приводит к возникновению двух взаимосвязанных эффектов-продольным деформациям и депланации поперечных сечений [2]. Первый эффект состоит в том, что происходит уменьшение длин пакета и вала, что обуславливает перемещение точек приложения продольных усилий с выполнением механической работы, на величину которой изменяется внутренняя потенциальная энергия деформации элемента составного вала. При этом выполняемые работы и соответствующие изменения потенциальных энергий деформаций вала и пакета дисков находится в состоянии сжатия. При любой дополнительной деформации суммарное изменение энергии равно разности величин изменения энергии деформации вала и пакета. С учётом равенства этих деформаций величина изменения энергии будет иметь знак элемента, обладающего большей жесткостью. Это говорит о том, что в условиях, когда усилия растяжения и сжатия элементов конструкции составляют замкнутый контур, суммарное изменение потенциальной энергии при одинаковой жесткости растягиваемых и сжимаемых элементов равно нулю. Данный эффект имеет место также в условиях цельной конструкции.

При действии усилий растяжения - сжатия и при отсутствии дополнительных деформаций, связанных с колебаниями, вал и пакет соответственно аккумулируют потенциальные энергии, определяемые из выражений (4.57) и (4.58).

При появлении дополнительных деформаций, связанных с крутильными колебаниями, выражения для потенциальной энергии примут вид (4.59) и (4.60).

Выражение для суммарного изменения потенциальной энергии составного вала:

$$U_{PC}' = \frac{1}{2} \int_0^L \left(E_B \cdot F_B - \frac{v_1 \cdot E_P \cdot F_P \cdot l_P}{L} \right) \cdot \varepsilon'^2 dz \quad (3)$$

где ε' - относительная дополнительная деформация оси вала и пакета при крутильных колебаниях.

Следовательно, изменения потенциальной энергии определяется соотношением жесткостей вала и пакета.

Выразим величину продольной деформации составного стержня в первом приближении через его угловую деформацию при крутильных колебаниях.

Как видно из рис 1 продольная деформация элемента составного стержня единичной длины примерно может быть определена следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{dz - dz \cdot \cos\left(\frac{\partial \eta}{\partial z}\right)}{dz} = 1 - \cos \frac{\partial \eta}{\partial z} \quad (4)$$

где $\frac{\partial \eta}{\partial z}$ - угол поворота прямолинейной образующей АВ в положение АВ₁.

Очевидно (4) может быть преобразовано следующим образом:

$$\varepsilon = 1 - \cos \frac{\partial \eta}{\partial z} = 2 \sin^2 \frac{1}{2} \cdot \frac{\partial \eta}{\partial z} \quad (5)$$

Так как при малом угле $\eta \sin x \approx x$, то (5) можем переписать:

$$\varepsilon \approx 2 \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial z} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial z} \right)^2 \quad (6)$$

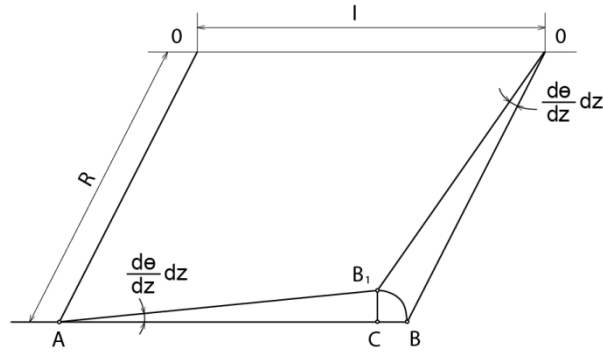


Рис.1. Схема деформации элемента стержня при кручении

Угол поворота образующей η выразим через угол поворота радиуса OB на торце θ положение OB_1 .

$$\eta = \frac{R}{L} \cdot \theta \quad (7)$$

Теперь на основании (6) и (7) напишем

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{\partial \eta}{\partial z} \right)^2 = \frac{R^2}{2 \cdot L^2} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 \quad (8)$$

Тогда выражение для суммарного изменения потенциальной энергии составного стержня из-за влияния продольных усилий при крутильных колебаниях примет вид:

$$U_{PC} = \frac{1}{2} \cdot \int_0^L \frac{R^4 \cdot E_B \cdot F_B}{4 \cdot L^4} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^4 dz - \frac{1}{2} \cdot \int_0^L \frac{v_1 \cdot R^4}{4 \cdot L^4} \cdot E_P \cdot F_j \cdot l_P \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^4 dz \quad (9)$$

Составим выражения для потенциальной и кинетической энергий составного вала с учётом влияния продольных усилий:

$$U_2 = \frac{1}{2} \cdot \int_0^L G_B \cdot J_{KB} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{j-1} \int_{l_P}^{(i+1)l_P} \mu \cdot G_P \cdot J_{KP} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \int_0^L \frac{R^4 \cdot E_B \cdot F_B}{4 \cdot L^4} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^4 dz - \frac{1}{2} \int_0^L \frac{v_1 \cdot R^4}{4 \cdot L^4} \cdot E_P \cdot F_j \cdot l_P \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^4 dz \quad (10)$$

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot \int_0^L \rho_B \cdot J_{KB} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \sum_{i=0}^{j-1} \int_{l_P}^{(i+1)l_P} \rho_P \cdot J_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz \quad (11)$$

На основании (10) и (11) применяя выбранный метод, получим уравнение свободных крутильных колебаний составного вала с учетом влияния продольных силовых факторов, действующих на его элементы:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial z} \left(G_B \cdot J_B \cdot \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\mu \cdot j \cdot l_n}{L} \cdot G_P \cdot J_{KP} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) + \\ & + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \cdot \left(\frac{R^4 \cdot E_B \cdot F_B}{4 \cdot L^4} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \cdot \left[\frac{v_1 \cdot R^4}{4 \cdot L^4} \cdot E_P \cdot F_j \cdot l_P \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right] - \\ & \rho_B \cdot J_{PB} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} - \frac{j \cdot l_P}{L} \cdot \rho_P \cdot J_{PP} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

Решаем задачу определения уравнения крутильных колебаний с учетом деформации поперечных сечений, вызываемых закручиванием образующих составного стержня при деформации кручения. Деформация характеризуется тем, что первоначально прямолинейные

волокна, находящиеся на разных расстояниях от оси вала, будут деформироваться по-разному. С увеличением этого расстояния кривизна деформированных осей волокон также увеличится. Плоские сочетания вала и элементов пакета преобразуются в поверхности вращения с осью, совпадающей с геометрической осью вала. Происходит эффект деформации поперечных сечений, который сопровождается изменением потенциальной энергии деформации составного вала.

Оценим влияние деформации поперечных сечений вала и пакета дисков от деформации:

$$U_{dB} = \frac{1}{2} \cdot \int_0^L E_B \cdot J_{\varphi B} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right)^2 dz \quad (13)$$

Где U_{dB} – величина изменения потенциальной энергии деформации вала;

$J_{\varphi B} = \int_F \varphi_B dF$ – деформационный момент инерции вала;

φ_B – функция кручения, зависящая от вида сечения вала.

Аналогичное выражение для пакета дисков будет иметь вид:

$$U_{dn} = \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=0}^{j-1} \int_{il_p}^{(i+1)l_p} E_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right)^2 dz \quad (14)$$

Где U_{dn} – величина изменения потенциальной энергии деформации пакета при колебаниях, связанных с деформацией поперечных сечений пакета:

$J_{\varphi P} = \int_F \varphi_P dF$ – деформационные моменты инерции рабочих элементов пакета дисков:

φ_P – функции кручения рабочих элементов, зависящие от вида сечений вала. Тогда выражение для суммарного изменения потенциальной энергии составного вала с учётом влияния деформации поперечных сечений имеет вид:

$$U_{DC} = \frac{1}{2} \int_0^L E_B \cdot J_{\varphi B} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=0}^{j-1} \int_{il_p}^{(i+1)l_p} E_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right)^2 dz \quad (15)$$

Используя принцип Гамильтона и уравнение Лагранжа II рода, получим выражение для потенциальной и кинетической энергии составного вала при крутильных колебаниях:

$$\begin{aligned} U_{DC} = & \frac{1}{2} \int_0^L E_B \cdot J_{\varphi B} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=0}^{j-1} \int_{il_p}^{(i+1)l_p} E_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right)^2 dz + \\ & + \frac{1}{2} \int_0^L \frac{R^4 \cdot E_B \cdot F_B}{4 \cdot L^4} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^4 dz - \frac{1}{2} \int_0^L \frac{v_1 \cdot R^4}{4 \cdot L^4} \cdot E_P \cdot F_j \cdot l_p \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^4 dz + \\ & + \frac{1}{2} \int_0^L G_B \cdot J_{KB} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \int_0^L \frac{\mu_j \cdot l_p}{L} \cdot G_P \cdot J_{KP} \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 dz \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} T_2 = & \frac{1}{2} \int_0^L \rho_B \cdot J_{\varphi B} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z \partial t} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=0}^{j-1} \int_{il_p}^{(i+1)l_p} \rho_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial z \partial t} \right)^2 dz + \\ & + \frac{1}{2} \int_0^L \rho_B \cdot J_{PB} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 dz + \frac{1}{2} \cdot \sum_{i=0}^{j-1} \int_{il_p}^{(i+1)l_p} \rho_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial t} \right)^2 dz \end{aligned} \quad (17)$$

Здесь J_{KB} , J_{KP} – функции моментов инерции при кручении вала и рабочих органов дисков, определяемые в общем случае в виде:

$$J_K = \int_{F_0} \left(y^2 + z^2 + \varphi \cdot \frac{\partial y}{\partial z} + z \cdot \frac{\partial y}{\partial t} \right) dF_0$$

Где φ —соответствующие функции кручения вала и элементов пакета дисков (при круглом поперечном сечении равны полярным моментам инерции их поперечных сечений);

F_0 —площади поперечных сечений:

J_{PB}, J_{PP} —полярные моменты инерции поперечных сечений вала и рабочих дисков относительно оси:

$J_{\varphi B}, J_{\varphi P}$ —депланационные моменты инерции поперечных сечений вала и рабочих дисков относительно оси z , определяемые в общем случае как

$$J_{\varphi} = \int_F \varphi^2 dF$$

На основании (4) и (5) предполагая равномерное распределение по оси рабочих элементов можем написать уравнение крутильных колебаний составного вала с учётом влияния усилий его растяжения и сжатия пакета, депланаций и инерции поворота поперечных сечений в следующем вид:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial^2}{\partial z^2} \cdot \left(E_B \cdot J_{\varphi B} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \cdot \left(\frac{j \cdot I_P}{L} \cdot E_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial z^2} \right) + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \cdot \left(\frac{R^4 \cdot E_B \cdot F_B}{4 \cdot L^4} \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 \right) - \\ & - \frac{\partial^2}{\partial z^2} \cdot \left(\frac{v_1 \cdot R_4}{4 \cdot L^4} \cdot E_P \cdot F_j \cdot I_P \cdot \left(\frac{\partial \theta}{\partial z} \right)^2 \right) - \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(G_B \cdot J_{KB} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) - \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left(\frac{\mu \cdot j \cdot I_n}{L} \cdot G_P \cdot J_{KP} \cdot \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) - \\ & - \frac{\partial^2}{\partial z \partial t} \cdot \left(\rho_B \cdot J_{\varphi B} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial z \partial t} \right) - \frac{\partial^2}{\partial z \partial t} \cdot \left(\frac{j \cdot I_P}{L} \cdot \rho_P \cdot J_{\varphi P} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial z \partial t} \right) + \rho_B \cdot J_{PB} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} + \\ & + \frac{j \cdot I_P}{L} \cdot \rho_P \cdot J_{PP} \cdot \frac{\partial^2 \theta}{\partial t^2} = 0 \end{aligned} \quad (18)$$

Для конструкции составного вала в дисками коэффициенты уменьшения жесткостей определены:

$$\mu=0.7; \quad v_1=0.85$$

В результате численного интегрирования уравнения (18) находим значение ω_K и полученный результат сравниваем с экспериментальным результатом по измерению данного параметра.

Результаты

1. Разработан теоретически обоснованный метод определения изгибной жесткости составного вала, являющейся функцией продольных усилий, действующих на пакет дисков (гибкий составной стержень ГСС)

2. Получены выражение для кинетической и потенциальной энергий и дифференциальное уравнение свободных изгибных колебаний составных валов с учетом влияния продольных усилий, сдвига и инерции поворота их сечений.

Библиография

1. П.Энхбаатар, Исследование и разработка конструкций отжимных устройств промывной линии для первичной обработки шерсти. Диссертация кандидата технических наук Уланбатор, 2001 г.
2. Яблонский.А.А., Норейко С.С. Курс теории колебаний. М.: Высшая школа, 1966. – 254 с.
3. Тимошенко. С. Колебания на инженерном деле. М.: Физматгиз, 1959. – 439 с.
4. Кузнецов.Т.К., Фомин.Ю.Т. Механика валковых механизмов текстильных машин. – Иваново, 1989. – 90 с.

СОДЕРЖАНИЕ

СТРУКТУРА, КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ИСПОЛНИТЕЛЬНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Абдраимов Э.С., Абдраимова Э.Э. Структурные признаки механизмов С. Абдраимова..	5
Баасанболд Б., Батзоригт Э., Тумур Э., Галсандорж А., Тумур-Очир Э. Аэродинамический расчет самолета Sono Triple X1.....	10
Битуев И.К. Расчеты динамических нагрузок поворотных механизмов	13
Бозров В.М. К методологии оценки перспектив совершенствования энергетических и моментных характеристик объемных пневмомоторов	17
Большаков Р.С., Николаев А.В. Возможности оценки динамического состояния механической колебательной системы при совместном действии силового и кинематического возмущений.....	21
Джасем М.А., Крауиньш П.Я. Особенности зацепления кинематического торцового волнового редуктора	25
Дракунов А.Ю., Дракунов Ю.М. Интеполяционный синтез механизма в системе Maple.....	29
Елисеев А.В., Николаев А.В., Елисеев С.В. Диады в механических колебательных системах: модель формирования динамических взаимодействий	33
Иванов К.С. Технология создания автономной адаптивной передачи.....	40
Крюков В.А. Современное состояние терминологии теории механизмов и машин	44
Кузьмин А.В., Остроумов С.С. Обоснование взаимного расположения рабочих органов картофелеуборочной машины.....	48
Мозалевская А.К. К вопросу о применении обобщенного метода определения реакций связей в соединениях элементов механических колебательных систем	51
Наурызбаев Р.К., Сансызбаев К.К., Кошанова Ш.К. Исследование колебаний ведущего звена механизма физического маятника на основе её математических моделей.....	55
Наурызбаев Р.К., Жанашев И.Ж. Самоустанавливающиеся пространственные трехзвенные кулачковые механизмы неассуровой структуры	60
Нгуен Дык Хуинь, Выонг Куанг Чык Методы построения, особенности динамических свойств и способы изменения значений и структур распределения амплитуд колебаний точек рабочих органов технологических машин.....	64
Нгуен Зуи Тхе Особенности геометрического синтеза четырехзвенных цилиндрических зубчатых передач.....	71
Попов А. В. Сферический механизм с тремя степенями свободы для регулируемых приводов маломощной техники (теоретические и экспериментальные исследования)	75
Потапов А.С., Свирбутович О.А. Анализ систем измерения скорости вращения колёс автомобиля при их диагностировании на стендах с беговыми барабанами, выявление проблем и путей их решения.....	78
Приходько А.А., Смелягин А.И. Структурный синтез планетарных механизмов преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное.....	82
Приходько А.А., Смелягин А.И. Динамика планетарного привода возвратно-вращательного перемешивающего устройства	86
Середа Н.А. Устройства для перемещения изделий со сложным движением ведущего звена исполнительного механизма: кинематический анализ.....	90
Середа Н.А. Механизмы перемещения изделий с приводом колебательного типа: обзор и анализ конструкций.....	93
Смелягин А.И. Основные аксиомы, теоремы и следствия механики	97

ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

Dong Wang, Di Zhou. Design on water hydraulic axial piston pump and its experimental study	102
Dong Wang, Jing Xie. Dynamic behavior analysis of epc electro-hydraulic control system for strip steel reel.....	106
Dong Wang, ZiHou Yuan. Study of dynamics on cold rolling purifying emulsion using electromagnetic technique	110
Айнбиндер Р.М., Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Синев А.В. Устранение седиментации магнитореологической жидкости вращающимся магнитным полем.....	114
Алешин А.К., Ковалева Н.Л., Статников И.Н., Фирсов Г.И. Применение метода планируемого вычислительного эксперимента в задаче определения дефектных состояний динамических систем	121
Бадыков Р.Р. Нестационарная газодинамическая модель торцового бесконтактного уплотнения с учётом влияния осевых колебаний ротора.....	125
Баных Л.Я., Тывес Л.И. Колебания ротора при его контакте с плавающими элементами роторной системы.....	129
Бармина О.В., Никифоров А.Н. Скорость обратной прецессии ротора со многими степенями свободы при обкатывании статора	133
Богданов А.С., Балбаров В.С., Рабданова Н.М., Семенов Е.Д. Синтез управлений механическими системами в переходных режимах	139
Большаков А.М., Захарова М.И. Безопасность объектов нефтехимии в условиях Арктики	143
Большаков А.М., Прокопьев Л.А. Использование МКЭ для расчета на прочность газопровода, находящегося под воздействием непроектных нагрузок.....	145
Бохоева Л.А. , Бочектуева Е. Б. Разработка многоканальной измерительной системы проведения экспериментальных исследований для изделий авиационной техники	151
Бурнашев А.В., Большаков А.М. Исследование ударной вязкости сталей магистрального газопровода после 50-летней эксплуатации в условиях крайнего Севера.....	156
Галаа О., Баянжаргал Б., Бутуханов В.А., Мосоров В.И. Исследование состояния рабочих колес грунтовых насосов марки ГрАТ-1400.....	161
Гордеев Б. А., Охулков С. Н., Плехов А.С., Ермолаев А.И. Измерение вязкости магнитореологических жидкостей в ротационном вискозиметре частотным методом	165
Громалова В.О., Федотов А.И. Экспериментальное исследование процесса загрязнения фар автотранспортного средства противогололедными материалами	174
Дембелова Т.С., Макарова Д.Н., Бадмаев Б.Б. Реологические свойства смазочных масел	185
Елисеев А.В. Неудерживающие связи в задачах динамики технологических и транспортных систем	189
Еремьянц В.Э., Арстанбек А. К выбору параметров устройства прижима ударного механизма для очистки поверхностей.....	193
Загивный Э.А., Поддубный Д.А. Динамически уравновешенный буровой снаряд на грузонесущем кабеле для взятия донных отложений подледниковых озёр в Антарктиде....	197
Загивный Э.А., Поддубный Д.А. Вибрационные машины с электроприводом для работы в резонансной зоне	201
Ивановская А.В., Попов В.В. Разработка математической модели механической части гидропривода, чувствительного к изменению нагружения	205
Коронатов В.А. Новый вариант теории движения колеса на примере описания явления Шимми.....	209
Коронатов В.А., Фигура К.Н. Применение новой теории качения при численном моделировании движения ведущего колеса автомобиля (локомотива).....	216

Котенева Н.В., Максименко А.А., Перфильева Н.В., Борисова А.Д. Исследование динамической прочности в контакте резьбовых соединений.....	222
Красневский Л. Г. Интегрированные силовые установки с автоматизированными приводами: потенциал повышения энергоэффективности мобильных машин	226
Крупенин В.Л. Об анализе вибрационных полей в машинных конструкциях	230
Кузнецов Н.К., Иов И.А., Иов А.А. Методы снижения динамических нагрузок тяговых механизмов экскаваторов	234
Лыгденов Б.Д., Баасансүрэн Б., Оюунбат Г., Бутуханов В.А. Оптимизация режимов резания износостойкого чугуна твердым сплавом нового вида	238
Максименко А.А., Перфильева Н.В., Борисова А.Д., Алексейцев А.И. Создание алгоритма точного расчета контактной податливости и прочности клинового соединения в статических и динамических условиях работы.....	247
Максименко А.А., Перфильева Н.В., Борисова А.Д., Котенева Н.В. Динамический метод неразрушающего контроля прочности и жесткости контактных пар прецизионных соединений.....	251
Матлин М.М., Казанкина Е.Н., Казанкин В.А. Методика оценки прочности на сдвиг плоских шероховатых поверхностей.....	255
Минаков А.А., Плохих А.И. О влиянии деформационных механизмов на увеличение циклической долговечности в многослойных стальных материалах.....	259
Мунхцэцэг Т. Диагностика степени износа ходовых частей вагонов.....	263
Мурзаханов Г.Х., Хроматов В.Е., Щугорев В.Н. Численное моделирование задач прочности и надежности газораспределительных сетей АО «МОСГАЗ».....	268
Намдакова Е.Д., Намдаков Д.Ж. Использование электрореологических материалов в гидробионике	271
Нехаев В.А., Николаев В.А. Динамика системы с компенсирующей связью и релаксационным трением	274
Низаметдинов Ф. Р. Влияние моментной жесткости фланцевого соединения на динамику ротора.....	278
Нотов И.В., Рожнов А.А. Варианты бесступенчато регулируемых трансмиссий для полноприводных транспортных средств малой мощности.....	282
Огородов Л.И., Алексейцев А.И. Оценка поврежденности жаропрочного сплава в условиях высокотемпературной ползучести при нестационарных режимах нагружения с кратковременными перегрузками.....	286
Оросоо Л., Ургамалсувд Д. Техническое состояние резервуаров в Монголии	289
Павлов А.Н., Цыдыпов Ц.Ц., Очиров Б.Б. Тепловой расчет экранно-выхлопного устройства для двухбалочного вертолета Ка-226Т.....	294
Пилюшина Г.А., Памфилов Е.А. Триботехническая надежность машин	297
Побегайло П.А. Исследование нагруженности одноковшовых гидравлических экскаваторов.....	301
Симаков И.Г., Базарова С.Б. Инструментарий исследования диэлектрических свойств адсорбированной воды.....	305
Сорокин Ф.Д., Чжан Х. О рациональном способе описания больших поворотов в задачах роторной динамики машин комбинацией продольного и поперечного векторов	309
Сорокина А.Г. Разработка вариационно-разностного метода для расчета геликоидально симметричных оболочек.....	313
Тимонин В.В., Карпов В.Н., Заятдинов Д.Ф. Разработка системы автоматического управления процессом бурения скважин погружными ударными машинами на основе единого критерия количественной оценки эффективности разрушения горных пород	317
Тупицын И.И., Зубрицкий С.Г. Поиск оценочных показателей послеремонтной надёжности ТС после ДТП.....	321
Фалалеев С.В., Наджари Х. Разработка газо- и гидродинамических уплотнений для опор турбомашин.....	325
Энхбаатар П., Гангэрэл Х. Исследование крутильных колебаний составного вала	329

Научное издание

ПРОБЛЕМЫ МЕХАНИКИ СОВРЕМЕННЫХ МАШИН

Материалы
VII Международной научной конференции
25 – 30 июня 2018 г.

Том 1

Печатается в авторской редакции
Верстка В.В. Гармаевой

Подписано в печать 18.06.2018. Формат 60х84 1/8.
Усл. печ. л. 39,29. Тираж 100 экз. Заказ № 121.

Издательство ВСГУТУ
670013, г. Улан-Удэ, ул. Ключевская, 40 в, стр.1