



**СБОРНИК ТРУДОВ
МЕЖДУНАРОДНОГО СИМПОЗИУМА
“ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ”**

**PROCEEDINGS OF
INTERNATIONAL SYMPOSIUM
“THEORY AND PRACTICE OF GEARING”**

**ISBN 978-5-7526-0629-8
УДК 621.833(06)**

Content/Содержание

Articles/Статьи

Authors/Авторы

**21 – 23 января 2014, Ижевск, Россия
January 21 – 23, 2014, Russia, Izhevsk**

CONTENT / СОДЕРЖАНИЕ

Keynote lectures / Пленарные доклады

- A. Fuentes / А. Фуентес** 9
Faydor L. Litvin: a life dedicated to the development of the modern theory of gearing. American period.
Американский период деятельности Ф. Л. Литвина по развитию современной теории зубчатых зацеплений
- E. V. Shalobaev / Е. В. Шалобаев** 15
Russian period of creation and development of scientific school headed by Prof. F. L. Litvin
Советский период становления и развития научной школы проф. Ф. Л. Литвина
- S. A. Lagutin / С. А. Лагутин** 23
Prof. F. L. Litvin's contribution to the formation of the theory of gearing
Вклад профессора Ф. Л. Литвина в становление теории зубчатых зацеплений
- M. Ceccarelli / М. Чекарелли** 31
History and trends of mechanism science with an IFTOMM role
Вклад IFTOMM в становление и развитие науки о механизмах и машинах
- A. Kubo / А. Кубо** 50
The future of mechanical power transmission and of drive line. 2013 view from Japan
Будущее механических силовых передач и приводов. Взгляд из Японии 2013
- V. I. Goldfarb / В. И. Гольдфарб** 56
Development of the theory and practice of spiroid gears
Развитие теории и практики спироидных передач

Session reports / Секционные доклады

Section 1 / Секция 1

- A. Kubo / А. Кубо** 66
Necessity of 3D tooth form correction as function of tooth lead form correction
Необходимость 3D модификации зубьев как функции изменения выпуклости профиля зуба
- P. Nenov, B. Kaloyanov, E. Angelova / П. Ненов, Б. Калоянов, Е. Ангелова** 73
Creation of linked geometrical blocking contours and their application for improving the geometry of really and/or conditionally linked gears with external and internal meshing
Создание связанных ГБК и их использование для улучшения геометрии реально и/или условно связанных зубчатых передач внешнего и внутреннего зацепления
- D. T. Babichev, A.V. Balin, V. N. Irkitova / Д. Т. Бабичев, А. В. Балин, В. Н. Иркитова** 89
Analysis and synthesis of spur and helical gears in "Applied Mechanics" course
Анализ и синтез цилиндрических передач в курсе "Прикладная Механика"
- G. Balbayev, M. Ceccarelli / Г. Балбаев, М. Чекарелли** 96
An experimental test validation of a non-circular gear train
Экспериментальная оценка некруглых зубчатых колес
- I. Moriwaki, A. Ueda, T. Koide, M. Nakamura / И. Мориваки, А. Уеда, Т. Коиде, М. Накамура** 103
Sine rack plastic gears for energy-loss reduction
Пластмассовые передачи с синусоидальным исходным контуром зубьев с уменьшенными энергопотерями в передаче
- V. P. Shishov, A. A. Muhovatyi / В. П. Шишов, А. А. Муховатый** 110
Tooth gears with high operating capacity criteria values
Зубчатые передачи с высокими значениями критериев работоспособности
- Section 2 / Секция 2**
- S. V. Shilko, V. E. Starzhinsky, E. M. Petrokovets, M. V. Zernin / С. В. Шилько, В. Е. Старжинский, Е. М. Петроковец, М. В. Зернин** 115
Calculation of parameters of reinforcing filler at optimization of frictional and mechanical characteristics of composite gears
Расчет параметров армирующего наполнителя при оптимизации фрикционно-механических характеристик композитных зубчатых колес
- Y. I. Gutman / Е. И. Гутман** 123
Modern trends of gear testing
Современные направления в области испытаний зубчатых передач

<u>A. S. Novikov, V. V. Golovanov, V. L. Dorofeyev, D. V. Dorofeyev, / А. С. Новиков, В. В. Голованов, В. Л. Дорофеев, Д. В. Дорофеев</u>	129
<i><u>Design of optimal geometry, stress, stiffness, vibration and terminology of asymmetrical and HCR gears for aircraft</u></i>	
<i><u>Проектирование оптимальных зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев, терминология, расчет напряжений изгиба, жесткости зубьев и виброактивности</u></i>	
<u>E. I. Porova / Е. И. Попова</u>	141
<i><u>Perspectives of nanoscale fillers for plastic wheels of spiroid gears</u></i>	
<i><u>Перспективы применения наноразмерных наполнителей для пластмассовых колес спироидных передач</u></i>	
<u>E. I. Porova, D. V. Selifanov / Е. И. Попова, Д. В. Селифанов</u>	146
<i><u>Comparison of plastic spiroid wheels of different structural plastics manufacturing errors using modern measurement equipment and software</u></i>	
<i><u>Сравнение погрешностей изготовления пластмассовых спироидных колес из разных конструкционных пластиков с использованием современного измерительного оборудования и программного обеспечения</u></i>	
<u>A. N. Parshin / А. Н. Паршин</u>	151
<i><u>Arched toothed cylindrical gears manufacture on CNC lathes and experience of their inculcation</u></i>	
<i><u>Изготовление цилиндрических колес с арочными зубьями резовыми головками на станках с ЧПУ и опыт их внедрения</u></i>	
<u>Section 3 / Секция 3</u>	
<u>A. L. Filipenkov, R. Yu. Kondratov / А. Л. Филипенков, Р. Ю. Кондратов</u>	160
<i><u>Designing and calculation of circulating lubrication systems of gearboxes for submersibles</u></i>	
<i><u>Проектирование и расчет циркуляционных систем смазки редукторов подводных аппаратов</u></i>	
<u>G. Yu. Volkov / Г. Ю. Волков</u>	168
<i><u>Formalized description and synthesis of centroids mechanisms with round links</u></i>	
<i><u>Формализованное описание и синтез центроидных механизмов с круглыми звеньями</u></i>	
<u>G. Yu. Volkov, S. V. Kolmakov, D. A. Kurasov / Г. Ю. Волков, С. В. Колмаков, Д. А. Курасов</u>	174
<i><u>Synthesis and analysis of planetary gears without carrier</u></i>	
<i><u>Синтез и анализ безводильных планетарных передач</u></i>	
<u>L. A. Chornaya / Л. А. Черная</u>	180
<i><u>Contact strength based method of meshing synthesis in skew rolling planetary transmission</u></i>	
<i><u>Метод синтеза зацеплений в ролик-винтовой планетарной передаче (РВП) по контактной прочности</u></i>	
<u>Section 4 / Секция 4</u>	
<u>A. Fuentes, I. Gonzalez-Perez, F. Sanchez-Marin, J. Iserte / А. Фунтес, И. Гонзалес-Перез, Ф. Санчес-Марин, Д. Исерте</u>	186
<i><u>IGD: the ultimate tool for advanced gear design</u></i>	
<i><u>IGD: оптимальный инструмент для современного проектирования зубчатых передач</u></i>	
<u>A. E. Volkov, V. I. Medvedev / А. Э. Волков, В. И. Медведев</u>	193
<i><u>Analysis of multi-pair gear tooth contact</u></i>	
<i><u>Анализ многопарного контакта в зубчатой передаче</u></i>	
<u>A. E. Volkov, V. I. Medvedev, D. S. Matveenkov / А. Э. Волков, В. И. Медведев, Д. С. Матвеев</u>	199
<i><u>Minimization of contact pressure on spiral bevel gear tooth with contact pattern of given dimensions and location</u></i>	
<i><u>Минимизация контактного давления на зуб конического колеса при заданных размерах и положении пятна контакта</u></i>	
<u>A. Miltenović, M. Banić, V. Miltenović / А. Милтенович, М. Банич, В. Милтенович</u>	205
<i><u>FEM and experimental determination of friction coefficient of crossed helical gears with wheels from sintered steel</u></i>	
<i><u>Определение коэффициента трения винтовой зубчатой передачи с колесами из спеченной стали экспериментальным методом и МКЭ</u></i>	
<u>V. N. Syzrantsev, Yu. G. Denisov, V. P. Vibe, D. S. Fedulov / В. Н. Сызранцев, Ю. Г. Денисов, В. П. Вибе, Д. С. Федулов</u>	214
<i><u>Precessing transmission based gears for oil and gas machinery</u></i>	
<i><u>Разработка приводов нефтегазового оборудования на основе прецессирующей плоско-конической передачи</u></i>	

<u>V. V. Stanovskoy, S. M. Kazakyavichyus, N. R. Shcherbakov / В. В. Становской, С. М. Казакиявичюс, Н. Р. Щербаков</u>	220
<i><u>Pole contact in eccentrically cycloidal (EC) gearing</u></i>	
<i><u>Полюсный контакт в эксцентриково-циклоидальном (ЭЦ) зацеплении</u></i>	
<u>V. A. Lopatin, E. A. Poluektov / Б. А. Лопатин, Е. А. Полуэктов</u>	227
<i><u>System of computer-aided calculation and analysis of internal spur-bevel gearing geometry</u></i>	
<i><u>Автоматизированный комплекс расчета и анализа геометрии цилиндрично-конической передачи внутреннего зацепления</u></i>	
 <u>Section 5 / Секция 5</u>	
<u>E. S. Trubachev, S. E. Loginov / Е. С. Трубачев, С. Е. Логинов</u>	232
<i><u>New method of cutting the spiroid gearwheel teeth</u></i>	
<i><u>Новый метод нарезания зубьев спириодных колёс</u></i>	
<u>E. S. Trubachev, A. I. Zubkova / Е. С. Трубачев, А. И. Зубкова</u>	238
<i><u>Thread cutting method for multi-thread worms</u></i>	
<i><u>Метод нарезания витков многозаходных цилиндрических червяков</u></i>	
<u>A. S. Kuznetsov, E. V. Lukin, A. M. Sannikov / А. С. Кузнецов, Е. В. Лукин, А. М. Санников</u>	244
<i><u>Design of heavy-loaded low-speed gearboxes of pipeline valves of the 3rd generation</u></i>	
<i><u>Проектирование тяжело нагруженных низкоскоростных редукторов трубопроводной арматуры 3-го поколения</u></i>	
<u>T. V. Savelyeva, A. M. Sannikov / Т. В. Савельева, А. М. Санников</u>	251
<i><u>Problems of spiroid gear design for heavy-loaded low-speed gearboxes of pipeline valves</u></i>	
<i><u>Проблемы проектирования спириодных передач тяжело нагруженных низкоскоростных редукторов трубопроводной арматуры</u></i>	
<u>V. I. Goldfarb, V. N. Anferov, A. P. Tkachuk, I. V. Sergeeva / В. И. Гольдфарб, В. Н. Анферов, А. П. Ткачук, И. В. Сергеева</u>	258
<i><u>Physical modeling of spiroid meshing for evaluation of antifricition properties of lubricating oils</u></i>	
<i><u>Физическое моделирование спириодного зацепления для оценки антифрикционных свойств смазочных масел</u></i>	
<u>A. A. Kornilov, D. Yu. Kurlykova, O. V. Petrova / А. А. Корнилов, Д. Ю. Курлыкова, О. В. Петрова</u>	263
<i><u>Experimental research of gear sliding bearings and lubricants of low-speed and heavy loaded spiroid gearboxes</u></i>	
<i><u>Экспериментальное исследование опор скольжения колеса и смазочных материалов низкоскоростных тяжело нагруженных спириодных редукторов</u></i>	
<u>M. O. Vereshchagin / М. О. Верещагин</u>	269
<i><u>Features of designing cylindrical spiroid gears with small gear ratios</u></i>	
<i><u>Особенности проектирования спириодной цилиндрической передачи при малом передаточном отношении</u></i>	
 <u>Section 6 / Секция 6</u>	
<u>A. A. Tkachev / А. А. Ткачев</u>	275
<i><u>Optimization approach to design of involute spur and helical gears</u></i>	
<i><u>Оптимизационный подход к проектированию эвольвентных цилиндрических передач</u></i>	
<u>A. A. Tkachev, S. A. Poskrebyshv / А. А. Ткачев, С. А. Поскребышев</u>	280
<i><u>New lines – elements of a blocking contour for computerized design of involute spur and helical gears</u></i>	
<i><u>Новые линии - элементы блокирующего контура при автоматизированном проектировании эвольвентных цилиндрических передач</u></i>	
<u>V. E. Antonyuk, B. S. Vorontsov, V. E. Starzhinsky, V. V. Supin / В. Е. Антонюк, Б. С. Воронцов, В. Е. Старжинский, В. В. Супин</u>	285
<i><u>Modification of toothed engagements as means of perfecting quality and capacity parameters of gear drives</u></i>	
<i><u>Модификация зубчатых зацеплений как средство повышения показателей качества и нагрузочной способности зубчатых передач</u></i>	
<u>D. T. Babichev, D. A. Babichev / Д. Т. Бабичев, Д. А. Бабичев</u>	301
<i><u>Optimization synthesis of tooth profile as curve segment assigned by natural equation</u></i>	
<i><u>Оптимизационный синтез профиля зуба как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением</u></i>	

<u>D. T. Babichev, M. G. Storchak, D. A. Babichev / Д. Т. Баби́чев, М. Г. Сто́рчак, Д. А. Баби́чев</u>	309
<i><u>Geometrical synthesis and computer investigation of equal strength spur gears</u></i>	
<i><u>Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач</u></i>	
<u>E. I. Tesker, S. E. Tesker / Е. И. Тескер, С. Е. Тескер</u>	316
<i><u>Theory and methods of deep contact strength calculation for highly loaded laser-hardened gear drives and power transmissions</u></i>	
<i><u>Современные методы повышения несущей способности высоконагруженных зубчатых передач трансмиссий и приводов</u></i>	
<u>E. I. Tesker, S. E. Tesker / Е. И. Тескер, С. Е. Тескер</u>	324
<i><u>On calculation of depth contact strength of surface-hardened gears</u></i>	
<i><u>К расчету глубинной контактной прочности поверхностно-упрочненных зубчатых передач</u></i>	
<u>Section 7 / Секция 7</u>	
<u>F. I. Plekhanov, V. I. Goldfarb / Ф. И. Плеханов, В. И. Гольдфарб</u>	330
<i><u>Development and research of heavy-loaded planetary gears with roll-type mechanism of motion transmission from satellites</u></i>	
<i><u>Разработка и исследование высоконагруженных планетарных передач с роликовым механизмом снятия движения с спутников</u></i>	
<u>J. Drewniak, J. Korzec, S. Zawislak / Д. Дрeвняк, Д. Копеч, С. Завислак</u>	338
<i><u>Kinematical and dynamical analysis of planetary gear trains by means of various graph-based approaches</u></i>	
<i><u>Кинематический и динамический анализ планетарных передач с помощью различных графовых подходов</u></i>	
<u>G. Carbone, F. Tedeschi, M. Ceccarelli / Д. Карбоне, Ф. Тедесчи, М. Чекарелли</u>	345
<i><u>Design of a sensing and testing system for magnetic transmissions</u></i>	
<i><u>Проектирование системы диагностики и испытаний магнитных передач</u></i>	
<u>A. V. Ovsyannikov / А. В. Овсянников</u>	352
<i><u>Load distribution over the elements of the planetary transmission with the roller mechanism for torque absorption from the satellites</u></i>	
<i><u>Распределение нагрузок в элементах планетарной передачи с роликовым механизмом снятия движения с спутников</u></i>	
<u>E. S. Trubachev / Е. С. Трубачев</u>	359
<i><u>Synthesis of multi-pair loaded spiroid gear</u></i>	
<i><u>Синтез многопарной нагруженной спироидной передачи</u></i>	
<u>I. A. Blinov, M. P. Myrkova, A. V. Mogilnikov / И. А. Блинов, М. П. Мырыкова, А. В. Могильников</u>	367
<i><u>Research of the K-H-V planetary gear deformation</u></i>	
<i><u>Исследование деформативности планетарной передачи К-Н-В</u></i>	
<u>Section 8 / Секция 8</u>	
<u>A. I. Sandler, S. A. Lagutin / А. И. Сандлер, С. А. Лагутин</u>	375
<i><u>Features of forming screw and relief surfaces to make fluid friction worm gears</u></i>	
<i><u>Особенности технологии изготовления червячных передач жидкостного трения</u></i>	
<u>A. I. Sandler, S. A. Lagutin, E. A. Gudov / А. И. Сандлер, С. А. Лагутин, Е. А. Гудов</u>	381
<i><u>Design and technological approach to creating of real worm gears</u></i>	
<i><u>Конструкторско-технологический подход к созданию реальных червячных передач</u></i>	
<u>E. S. Trubachev, A. S. Kuznetsov, V. Yu. Puzanov / Е. С. Трубачев, А. С. Кузнецов, В. Ю. Пузанов</u>	387
<i><u>Non-orthogonal worm gearbox</u></i>	
<i><u>Неортогональный червячный редуктор</u></i>	
<u>O. N. Tsukanov, I. M. Zizin / О. Н. Цуканов, И. М. Зизин</u>	393
<i><u>Geometrical synthesis of worm-helical gears in generalizing parameters</u></i>	
<i><u>Геометрический синтез червячно-винтовых зубчатых передач в обобщающих параметрах</u></i>	
<u>Y. Zhao, Y. Zhang / Й. Жао, Й. Жанг</u>	399
<i><u>Advances in the research of hourglass worm drives</u></i>	
<i><u>Разработки в области исследований глобоидных передач</u></i>	
<u>A. V. Beresneva, A. A. Kornilov / А. В. Береснева, А. А. Корнилов</u>	406
<i><u>Methods and schemes of spiroid gear teeth contact surface measurement</u></i>	
<i><u>Методы и схемы измерения геометрии контактных поверхностей зубьев спироидной передачи</u></i>	

<u>A. L. Filipenkov, A. K. Pshizov / А. Л. Филипенков, А. К. Пшизов</u>	414
<i><u>Planetary gearboxes for cement mills drive</u></i>	
<i><u>Планетарные редукторы привода цементных мельниц</u></i>	
<u>Section 9 / Секция 9</u>	
<u>O. V. Malina, O. F. Valeev / О. В. Малина, О. Ф. Валеев</u>	426
<i><u>Mathematical support for computer-aided design of gearbox systems</u></i>	
<i><u>Математическое обеспечение автоматизированного конструирования редукторных систем</u></i>	
<u>O. V. Malina, E. G. Zarifullina / О. В. Малина, Э. Г. Зарифуллина</u>	432
<i><u>Approach to development of computer-aided configurator of gearbox systems</u></i>	
<i><u>Подход к созданию автоматизированного конфигуратора редукторных систем</u></i>	
<u>A. V. Cheremnov, E. N. Pashkov, I-Kan An, A. S. Pyin / А. В. Черемнов, Е. Н. Пашков, И-Кан Ан, А. С. Ильин</u>	438
<i><u>Gearing force determination of conical gear with intermediate rolling elements</u></i>	
<i><u>Определение силы зацепления конической передачи с промежуточными телами качения</u></i>	
<u>O. P. Ivkina, A. V. Cheremnov, I-Kan An / О. П. Ивкина, А. В. Черемнов, И-Кан Ан</u>	444
<i><u>Evaluation of separator thickness of dispherical gear with intermediate rolling elements</u></i>	
<i><u>Оценка толщины сепаратора дисферической передачи с промежуточными телами качения</u></i>	
<u>E. A. Efremenkov / Е. А. Ефременков</u>	449
<i><u>Analysis of pressure and motion transmission angles in a gear with intermediate rolling bodies and free iron ring</u></i>	
<i><u>Анализ углов давления и передачи движения в передаче с промежуточными телами качения и свободной обоймой</u></i>	
<u>E. A. Efremenkov, E. E. Kobza / Е. А. Ефременков, Е. Е. Кобза</u>	457
<i><u>Force analysis of double pitch point cycloid drive with intermediate rolling elements and free retainer</u></i>	
<i><u>Анализ усилий в зацеплении двухполюсной передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой</u></i>	
<u>Section 10 / Секция 10</u>	
<u>M. M. Kane / М. М. Кане</u>	463
<i><u>The cylindrical gears quality rise on the basis of their production process simulation</u></i>	
<i><u>Повышение качества цилиндрических передач на основе моделирования процесса их формообразования</u></i>	
<u>P. G. Sidorov, V. A. Kryukov, A. V. Plyasov / П. Г. Сидоров, В. А. Крюков, А. В. Плясов</u>	468
<i><u>New generation of multiline gear linkage in highly power drives of air, water, land and underground basing machines</u></i>	
<i><u>Новое поколение многопоточных рычажно-зубчатых передач в высокоэнерговооруженных приводах машин воздушного, водного, наземного и подземного базирования</u></i>	
<u>V. S. Kuznetsov, E. V. Mogilnikov / В. С. Кузнецов, Е. В. Могильников</u>	478
<i><u>Mathematical modeling of processes of internal arch teeth generation</u></i>	
<i><u>Математическое моделирование процессов формообразования внутренних арочных зубьев</u></i>	
<u>Ju. M. Danilchenko, A.V. Krivosheya, M. G. Storchak / Ю. М. Данильченко, А. В. Кривошея, М. Г. Сторчак</u>	484
<i><u>Design of shaping machine and tooling systems for gears manufacturing</u></i>	
<i><u>Проектирование параметров формообразующего станка и системы инструментов для производства зубчатых передач</u></i>	
<u>M. N. Karakulov / М. Н. Каракулов</u>	490
<i><u>The method of sliding friction analysis in a plunger engagement</u></i>	
<i><u>Метод анализа трения скольжения в плунжерном зацеплении</u></i>	
<u>M. N. Karakulov, A. S. Melnikov / М. Н. Каракулов, А. С. Мельников</u>	495
<i><u>Geometrical synthesis of a plunger transmission engagement with circular surface of the plunger</u></i>	
<i><u>Геометрический синтез плунжерного зацепления с круговой поверхностью плунжера</u></i>	
<u>Poster presentations / Стендовые доклады</u>	
<u>A. E. Belyaev / А. Е. Беляев</u>	501
<i><u>Application of gears with intermediate bodies in spacecraft mechanisms</u></i>	
<i><u>О целесообразности применения передач с промежуточными телами в механизмах космических аппаратов</u></i>	

<u>A. M. Dankov, M. E. Podymako / А. М. Даньков, М. Э. Подымако</u>	506
<i><u>Indemnification of satellite rotation angle error in the planetary continuously adjustable gear train</u></i>	
<i><u>Компенсация погрешности угла поворота сателлита планетарной плавно регулируемой передачи с бесступенчатым регулированием</u></i>	
<u>L. A. Borisenko / Л. А. Борисенко</u>	512
<i><u>Planetary gears with flexible linkages</u></i>	
<i><u>Планетарные механизмы с гибкими связями</u></i>	
<u>V. L. Basinyuk, V. E. Starzhinsky, E. I. Mardosevich, M. P. Lobkova / В. Л. Басинюк, В. Е. Старжинский, Е. И. Мардосевич, М. П. Лобкова</u>	521
<i><u>Accelerated and certification tests for quasistatic and fatigue strength of engineering polymeric composites used in drive system components</u></i>	
<i><u>Ускоренные и сертификационные испытания на квазистатическую и усталостную прочность конструкционных полимерных композитов для компонентов приводных систем</u></i>	
<u>V. L. Basinyuk, V. E. Starzhinsky, E. I. Mardosevich, M. P. Lobkova / В. Л. Басинюк, В. Е. Старжинский, Е. И. Мардосевич, М. П. Лобкова</u>	529
<i><u>Accelerated tribotechnical tests of polymer composites for gears</u></i>	
<i><u>Ускоренные триботехнические испытания полимерных композиционных материалов для зубчатых передач</u></i>	
<u>P. A. Parkhomchik, V. E. Antonyuk / П. А. Пархомчик, В. Е. Антонюк</u>	535
<i><u>Parameters of generating contour of large-module gearwheels</u></i>	
<i><u>Параметры производящего контура крупномодульных зубчатых колес</u></i>	
<u>R. V. Protasov, A. V. Ustinenko / Р. В. Протасов, А. В. Устиненко</u>	541
<i><u>Modeling of geometry of evolute gearing, study of some quality indicators and contact stress</u></i>	
<i><u>Моделирование геометрии эволютных зацеплений, исследование их некоторых качественных показателей и контактных напряжений</u></i>	
<u>N. N. Ishin, A. M. Goman, A. S. Skorokhodov / Н. Н. Ишин, А. М. Гоман, А. С. Скороходов</u>	550
<i><u>Methods of analytical calculation of the real contact ratio of spur gears</u></i>	
<i><u>Методика аналитического расчета фактического коэффициента перекрытия прямозубых зубчатых передач</u></i>	
<u>V. N. Anferov, A. V. Zaytsev / В. Н. Анфёров, А. В. Зайцев</u>	556
<i><u>Economic feasibility of spiroid gearbox application in the drive of a horizontal screw conveyor</u></i>	
<i><u>Экономическое обоснование применения спироидного редуктора в приводе винтового горизонтального конвейера</u></i>	
<u>O. F. Valeev / О. Ф. Валеев</u>	564
<i><u>Structure and functionality of tools for development of design systems</u></i>	
<i><u>Структура и функционал инструментальных средств создания систем конструирования</u></i>	
<u>S. E. Loginov, K. V. Bogdanov / С. Е. Логинов, К. В. Богданов</u>	570
<i><u>Preparation of spiroid gearwheel manufacturing with plane cutting head</u></i>	
<i><u>Подготовка зубообработки спироидных колес с помощью плоской резцовой головки</u></i>	
<u>Алфавитный указатель</u>	576

ALPHABETICAL INDEX

- An I-Kan [438](#), [444](#)
Anferov V. N. [258](#), [556](#)
Angelova E. [73](#)
Antonyuk V. E. [285](#), [535](#)
Babichev D. A. [301](#), [309](#)
Babichev D. T. [89](#), [301](#), [309](#)
Balbayev G. [96](#)
Balin A.V. [89](#)
Banić M. [205](#)
Basinyuk V. L. [521](#), [529](#)
Belyaev A. E. [501](#)
Beresneva A. V. [406](#)
Blinov I. A. [367](#)
Bogdanov K. V. [570](#)
Borisenko L. A. [512](#)
Carbone G. [345](#)
Ceccarelli M. [31](#), [96](#), [345](#)
Cheremnov A. V. [438](#), [444](#)
Chornaya L. A. [180](#)
Danilchenko Ju. M. [484](#)
Dankov A. M. [506](#)
Denisov Yu. G. [214](#)
Dorofeyev D. V. [129](#)
Dorofeyev V. L. [129](#)
Drewniak J. [338](#)
Efremenkov E. A. [449](#), [457](#)
Fedulov D. S. [214](#)
Filipenkov A. L. [160](#), [414](#)
Fuentes A. [9](#), [186](#)
Goldfarb V. I. [56](#), [258](#), [330](#)
Golovanov V. V. [129](#)
Goman A. M. [550](#)
Gonzalez-Perez I. [186](#)
Gudov E. A. [381](#)
Gutman Y. I. [123](#)
Ilyin A. S. [438](#)
Irkutova V. N. [89](#)
Iserte J. [186](#)
Ishin N. N. [550](#)
Ivkina O. P. [444](#)
Kaloyanov B. [73](#)
Kane M. M. [463](#)
Karakulov M. N. [490](#), [495](#)
Kazakyavichyus S. M. [220](#)
Kobza E. E. [457](#)
Koide T. [103](#)
Kolmakov S. V. [174](#)
Kondratov R. Yu. [160](#)
Kopeck J. [338](#)
Kornilov A. A. [263](#), [406](#)
Krivoshaya A.V. [484](#)
Kryukov V. A. [468](#)
Kubo A. [50](#), [66](#)
Kurasov D. A. [174](#)
Kurlykova D. Yu. [263](#)
Kuznetsov A. S. [244](#), [387](#)
Kuznetsov V. S. [478](#)
Lagutin S. A. [23](#), [375](#), [381](#)
Lobkova M. P. [521](#), [529](#)
Loginov S. E. [232](#), [570](#)
Lopatin B. A. [227](#)
Lukin E. V. [244](#)
Malina O. V. [426](#), [432](#)
Mardosevich E. I. [521](#), [529](#)
Matveenkov D. S. [199](#)
Medvedev V. I. [193](#), [199](#)
Melnikov A. S. [495](#)
Miltenović A. [205](#)
Miltenović V. [205](#)
Mogilnikov A. V. [367](#)
Mogilnikov E. V. [478](#)
Moriwaki I. [103](#)
Muhovatyi A. A. [110](#)
Myrykova M. P. [367](#)
Nakamura M. [103](#)
Nenov P. [73](#)
Novikov A. S. [129](#)
Ovsyannikov A. V. [352](#)
Parkhomchik P. A. [535](#)
Parshin A. N. [151](#)
Pashkov E. N. [438](#)
Petrokovets E. M. [115](#)
Petrova O. V. [263](#)
Plekhanov F. I. [330](#)
Plyasov A. V. [468](#)
Podymako M. E. [506](#)
Poluektov E. A. [227](#)
Popova E. I. [141](#), [146](#)
Poskrebyshev S. A. [280](#)
Protasov R. V. [541](#)
Pshizov A. K. [414](#)
Puzanov V. Yu. [387](#)
Sanchez-Marin F. [186](#)
Sandler A. I. [375](#), [381](#)
Sannikov A. M. [244](#), [251](#)
Savelyeva T. V. [251](#)
Selifanov D. V. [146](#)
Sergeeva I. V. [258](#)
Shalobaev E. V. [15](#)
Shcherbakov N. R. [220](#)
Shilko S. V. [115](#)
Shishov V. P. [110](#)
Sidorov P. G. [468](#)
Skorokhodov A. S. [550](#)
Stanovskoy V. V. [220](#)
Starzhinsky V. E. [115](#), [285](#),
[521](#), [529](#)
Storchak M. G. [309](#), [484](#)
Supin V. V. [285](#)
Syzrantsev V. N. [214](#)
Tedeschi F. [345](#)
Tesker E. I. [316](#), [324](#)
Tesker S. E. [316](#), [324](#)
Tkachev A. A. [275](#), [280](#)
Tkachuk A. P. [258](#)
Trubachev E. S. [232](#), [238](#), [359](#),
[387](#)
Tsukanov O. N. [393](#)
Ueda A. [103](#)
Ustinenko A. V. [541](#)
Valeev O. F. [426](#), [564](#)
Vereshchagin M. O. [269](#)
Volkov A. E. [193](#), [199](#)
Volkov G. Yu. [168](#), [174](#)
Vorontsov B. S. [285](#)
Wiebe V. P. [214](#)
Zarifullina E. G. [432](#)
Zawislak S. [338](#)
Zaytsev A. V. [556](#)
Zernin M. V. [115](#)
Zhang Y. [399](#)
Zhao Y. [399](#)
Zizin I. M. [393](#)
Zubkova A. I. [238](#)

АЛФАВИТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Ан И-Кан [438](#), [444](#)
Ангелова Е. [73](#)
Антонюк В. Е. [285](#), [535](#)
Анферов В. Н. [258](#), [556](#)
Бабичев Д. А. [301](#), [309](#)
Бабичев Д. Т. [89](#), [301](#), [309](#)
Балбаев Г. [96](#)
Балин А. В. [89](#)
Банич М. [205](#)
Басинюк В. Л. [521](#), [529](#)
Беляев А. Е. [501](#)
Береснева А. В. [406](#)
Блинов И. А. [367](#)
Богданов К. В. [570](#)
Борисенко Л. А. [512](#)
Валеев О. Ф. [426](#), [564](#)
Верещагин М. О. [269](#)
Вибе В. П. [214](#)
Волков А. Э. [193](#), [199](#)
Волков Г. Ю. [168](#), [174](#)
Воронцов Б. С. [285](#)
Голованов В. В. [129](#)
Гольдфарб В. И. [56](#), [258](#), [330](#)
Гоман А. М. [550](#)
Гонзалец-Перез И. [186](#)
Гудов Е. А. [381](#)
Гутман Е. И. [123](#)
Данильченко Ю. М. [484](#)
Даньков А. М. [506](#)
Денисов Ю. Г. [214](#)
Дорофеев В. Л. [129](#)
Дорофеев Д. В. [129](#)
Древняк Д. [338](#)
Ефременков Е. А. [449](#), [457](#)
Жанг Й. [399](#)
Жао Й. [399](#)
Завислак С. [338](#)
Зайцев А. В. [556](#)
Зарифуллина Э. Г. [432](#)
Зернин М. В. [115](#)
Зизин И. М. [393](#)
Зубкова А. И. [238](#)
Ивкина О. П. [444](#)
Ильин А. С. [438](#)
Ирkitова В. Н. [89](#)
Исерте Д. [186](#)
Ишин Н. Н. [550](#)
Казакявичюс С. М. [220](#)
Калоянов Б. [73](#)
Кане М. М. [463](#)
Каракулов М. Н. [490](#), [495](#)
Карбоне Д. [345](#)
Кобза Е. Е. [457](#)
Коиде Т. [103](#)
Колмаков С. В. [174](#)
Кондратов Р. Ю. [160](#)
Копеч Д. [338](#)
Корнилов А. А. [263](#), [406](#)
Кривошея А. В. [484](#)
Крюков В. А. [468](#)
Кубо А. [50](#), [66](#)
Кузнецов А. С. [244](#), [387](#)
Кузнецов В. С. [478](#)
Курасов Д. А. [174](#)
Курлыкова Д. Ю. [263](#)
Лагутин С. А. [23](#), [375](#), [381](#)
Лобкова М. П. [521](#), [529](#)
Логинов С. Е. [232](#), [570](#)
Лопатин Б. А. [227](#)
Лукин Е. В. [244](#)
Малина О. В. [426](#), [432](#)
Мардосевич Е. И. [521](#), [529](#)
Матвеев Д. С. [199](#)
Медведев В. И. [193](#), [199](#)
Мельников А. С. [495](#)
Милтеневич А. [205](#)
Милтеневич В. [205](#)
Могильников А. В. [367](#)
Могильников Е. В. [478](#)
Мориваки И. [103](#)
Муховатый А. А. [110](#)
Мырыкова М. П. [367](#)
Накамура М. [103](#)
Ненов П. [73](#)
Новиков А. С. [129](#)
Овсянников А. В. [352](#)
Пархомчик П. А. [535](#)
Паршин А. Н. [151](#)
Пашиков Е. Н. [438](#)
Петрова О. В. [263](#)
Петроковец Е. М. [115](#)
Плеханов Ф. И. [330](#)
Плясов А. В. [468](#)
Подымако М. Э. [506](#)
Полужтов Е. А. [227](#)
Попова Е. И. [141](#), [146](#)
Поскребышев С. А. [280](#)
Протасов Р. В. [541](#)
Пузанов В. Ю. [387](#)
Пишизов А. К. [414](#)
Савельева Т. В. [251](#)
Сандлер А. И. [375](#), [381](#)
Санников А. М. [244](#), [251](#)
Санчес-Марин Ф. [186](#)
Селифанов Д. В. [146](#)
Сергеева И. В. [258](#)
Сидоров П. Г. [468](#)
Скороходов А. С. [550](#)
Становской В. В. [220](#)
Старжинский В. Е. [115](#),
[285](#), [521](#), [529](#)
Сторчак М. Г. [309](#), [484](#)
Супин В. В. [285](#)
Сызранцев В. Н. [214](#)
Тедечи Ф. [345](#)
Тескер Е. И. [316](#), [324](#)
Тескер С. Е. [316](#), [324](#)
Ткачев А. А. [275](#), [280](#)
Ткачук А. П. [258](#)
Трубачев Е. [232](#), [238](#), [359](#),
[387](#)
Уеда А. [103](#)
Устиненко А. В. [541](#)
Федулов Д. С. [214](#)
Филипенков А. Л. [160](#), [414](#)
Фуентес А. [9](#), [186](#)
Цуканов О. Н. [393](#)
Чекарелли М. [31](#), [96](#), [345](#)
Черемнов А. В. [438](#), [444](#)
Черная Л. А. [180](#)
Шалобаев Е. В. [15](#)
Шилько С. В. [115](#)
Шишов В. П. [110](#)
Щербаков Н. Р. [220](#)

ECONOMIC FEASIBILITY OF SPIROID GEARBOX APPLICATION IN THE DRIVE OF A HORIZONTAL SCREW CONVEYOR

V. N. Anferov, DSc in Engineering, Professor, Siberian Transport University;

A. V. Zaytsev, Engineer Master, Senior Lecturer, Siberian Transport University,

zaitsev.zaw@yandex.ru

Abstract: The paper substantiates the application of a spiroid gearbox in the drive of screw conveyors instead of worm gearboxes. The comparison of two drive versions – with worm or spiroid gearboxes – in terms of the drive efficiency drive is carried out.

Keywords: screw conveyor, economic effect, worm gearbox, spiroid gearbox, gearbox efficiency

ЭКОНОМИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ СПИРОИДНОГО РЕДУКТОРА В ПРИВОДЕ ВИНТОВОГО ГОРИЗОНТАЛЬНОГО КОНВЕЙЕРА

В. Н. Анфёров, доктор технических наук, профессор,

Сибирский государственный университет путей сообщения;

А. В. Зайцев, инженер-магистр, старший преподаватель,

Сибирский государственный университет путей сообщения, zaitsev.zaw@yandex.ru

Аннотация: Обосновано применение спироидного редуктора в приводе винтовых конвейеров взамен червячных редукторов. Приведено сравнение по КПД двух вариантов привода: с червячным и спироидным редукторами.

Ключевые слова: винтовой конвейер, экономический эффект, червячный редуктор, спироидный редуктор, коэффициент полезного действия

В настоящее время специализированные предприятия России ежегодно изготавливают около 460 тыс. червячных редукторов общего назначения. Кроме того, промышленность выпускает свыше 50 тыс. специальных червячных редукторов и несколько десятков тысяч специализированных червячных пар. Как видно, они получили широкое распространение, в последние 20 лет на них приходилось от 42% до 49% объема выпуска редукторов общего назначения. Несмотря на то, что предприятия-изготовители изменяют структуру выпуска редукторов общего назначения, уменьшив долю червячных до 30%, общий объем червячных и комбинированных, включающих червячные передачи редукторов и мотор - редукторов планируется увеличить, доведя их годовой выпуск до 490-520 тыс. [1].

Среди зарубежных изготовителей примером может служить завод в Формиджине итальянской компании Motovario Group, где две полностью автоматизированные и роботизированные линии выпускают 7000 червячных редукторов в сутки [2].

Параллельно с червячными передачами последние полвека в различных областях техники используются спироидные передачи, которые относятся к червячному типу (рис. 1, 2 [3]).

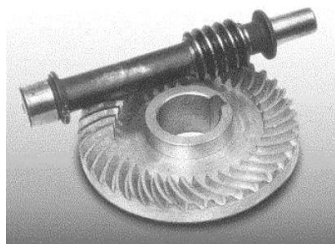


Рис. 1. Спироидная передача [3]

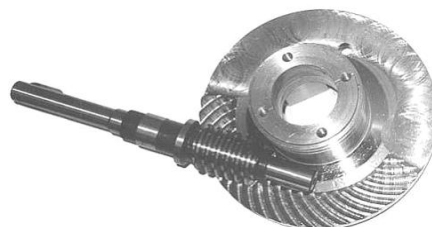


Рис. 2. Общий вид спироидной передачи для привода запорной арматуры [3]

Важным достоинством спироидных передач является их большая износостойкость сравнительно с червячными передачами. Это объясняется большим коэффициентом перекрытия, большим значением приведённых радиусов кривизны контактирующих поверхностей в общем нормальном сечении, лучшим для образования слоя смазки расположением контактных линий и меньшими значениями скорости скольжения. Этому, кроме того способствуют и повышенные значения скоростей движения контактных точек по зацепляющимся поверхностям, что приводит к более быстрому выводу из зоны контакта участков рабочих поверхностей витков и зубьев колёс, меньшему их нагреву и, следовательно, уменьшению опасности заедания [4].

Спироидные передачи и редукторы стали всё шире применять не только в США и России, но и в Англии, Канаде, Японии, Италии, Австрии и Германии [4].

В России координирующим научным и техническим центром по спироидным передачам является Институт механики Ижевского государственного технического университета и УНПЦ «Механик», в которых ведутся теоретические исследования, опытно – конструкторские работы и осуществляется производство спироидных редукторов и мотор – редукторов различного назначения [4].

Среди зарубежных компаний лидером по производству и исследованию спироидных передач является компания ITW Heartland ILLINOIS TOOL WORKS (США), продукция которой применяется в аэрокосмической, военной, промышленной областях и робототехнике [5].

Целью настоящей статьи является сравнение КПД на примере привода винтового горизонтального конвейера при использовании червячного и спироидного редукторов, а также

техико – экономическое обоснование эффективности внедрения спироидного редуктора в привод винтового горизонтального конвейера.

Винтовые горизонтальные конвейеры получили широкое распространение в строительных, дорожных и подъёмно – транспортных машинах. В настоящее время в приводе винтовых горизонтальных конвейеров используются червячные редукторы (рис. 3 [7; 8]), которые широко применяются не только в приводах винтовых конвейеров, но и в механизмах и узлах других машин и механизмов.

Потребная мощность на валу электродвигателя привода винтового конвейера:

$$P_3 = \frac{P}{\eta_{пр}} \quad (1)$$

где $\eta_{пр}$ - КПД привода винтового конвейера.

КПД привода винтового конвейера при последовательном соединении его элементов:

$$\eta_{пр} = \eta_{му} \eta_{мз} \eta_p, \quad (2)$$

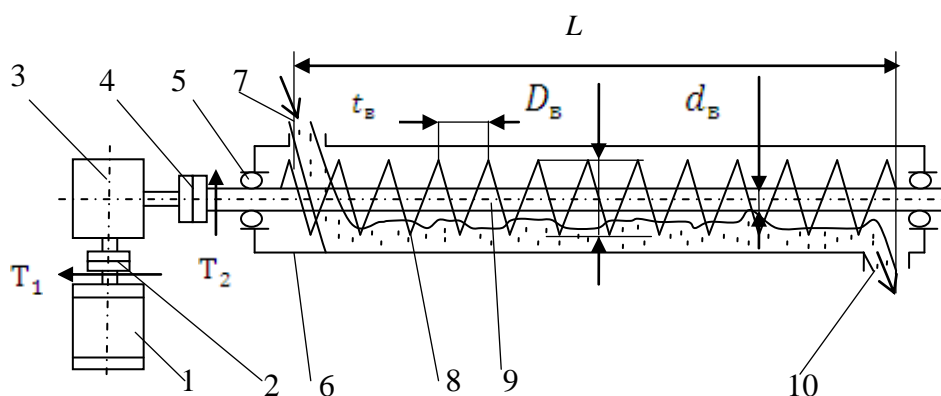


Рис. 3. Схема винтового горизонтального конвейера с приводом [7; 8]

1-электродвигатель; 2-муфта упругая втулочно - пальцевая;
3-червячный цилиндрический редуктор; 4-муфта зубчатая; 5-подшипники качения; 6-желоб;
7-загрузочное отверстие; 8-винт; 9-вал винта; 10-разгрузочное отверстие

где $\eta_{му}$ - КПД муфты упругой втулочно – пальцевой; $\eta_{мз}$ - КПД муфты зубчатой; η_p - КПД червячного редуктора.

КПД η_p редуктора является одним из комплексных технико-экономических критериев, по которому выбирается тип редуктора. При выборе типа зубчатого редуктора и проектировании новых механизмов конструктор – машиностроитель оказывается в затруднительном положении [9]. В научно – технической литературе даются несогласованные между собой методы расчёта КПД. Точный расчёт потерь в редукторе часто представляет большие затруднения и ведёт или к переоценке или, наоборот, к недооценке КПД. Использование завышенных значений η_p вызывает ошибки при выборе типа редуктора и мощности электродвигате-

лей, что приводит к их перегреву и прежде временному выходу из строя. По ошибочным значениям КПД составляются заниженные заявки на электроэнергию, перерасходуются выделенные лимиты, не подтверждаются расчёты экономической эффективности [10].

При выполнении расчёта КПД редуктора с червячной и спироидной цилиндрической передачей целесообразно ориентироваться на методы, учитывающие наибольшее количество потерь (все виды потерь) в редукторе.

В таблице 1 представлен расчёт КПД η_p червячного цилиндрического редуктора Ч-100-50-52-2-ЦТ2 по соответствующим методам, с учётом всех видов потерь.

Таблица 1. Результаты расчёта КПД с учётом всех видов потерь для червячного редуктора Ч-100-50-52-2-ЦТ2 [11; 12; 13; 14]

Название параметра	Обозначение	Формула	Результат
КПД редуктора	η_p	$\eta_p = 1 - (\psi_3 + \psi_{II} + \psi_M + \psi_y)$	0.56
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в зацеплении	ψ_3	$\psi_3 = \left(1 - \frac{\operatorname{tg} \beta_w}{\operatorname{tg}(\beta_w + \varphi)}\right) + \frac{\pi}{2} f_3 \frac{\varepsilon_3}{Z_2}$	0.2675
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в подшипниках от скольжения	ψ_{II}	$\psi_{II} = (1 - \psi_3) f'_{\text{прс}} u_{12} \frac{d_{\text{нул}}}{d_{2II}} + 1.1 f_{\text{прс}} \frac{d_{\text{нул}}}{d_{2II}}$	0.165
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в уплотнениях	ψ_y	$\psi_y = \psi_{y1} + \psi_{y2}$	0.00275
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в уплотнениях для вала червяка	ψ_{y1}	$\psi_{y1} = k_{\text{П1}} d_{m1} f_{p1} (1 + k_{\text{мy1}}) u_{12} \frac{(1 - \psi_3)}{T_2}$	0.0027
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в уплотнениях для вала червячного колеса	ψ_{y2}	$\psi_{y2} = k_{\text{П2}} d_{m2} f_{p2} (1 + k_{\text{мy2}}) \frac{1}{T_2}$	0.000051
Традиционный частный коэффициент относительных потерь на размешивание масла	ψ_M	$\psi_M = \frac{0,00027 v_c B_c \sqrt{g_t}}{P_{\text{Пс}}}$	0.0008

Примечание: смазывающий материал трансмиссионное масло CAT TDTO SAE 30 API GL – 3 (ТМ – 3 – 9 по ГОСТ 17479.2 – 85) с кинематической вязкостью при рабочей температуре 100 °С $g_t = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$ (сСт).

В таблице 2 представлен расчёт КПД η_p спироидного цилиндрического редуктора РС – 80 – 49 по соответствующим методам, с учётом всех видов потерь.

Таблица 2. Результаты расчёта КПД с учётом всех видов потерь для спироидного редуктора РС – 80 - 49

Название параметра	Обозначение	Формула расчёта	Результат
КПД редуктора	η	$\eta = 1 - (\psi_3 + \psi_{\Pi} + \psi_M + \psi_Y)$	0,61
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в зацеплении	ψ_3	$\psi_3 = 1 - \frac{d_{cp2} \cdot (\cos \alpha_n \cdot \sin(\theta_{2M} + \beta_w) + f_{ck}(\theta_{2M} + \beta_w))}{d_{w1} \cdot (\cos \alpha_n \cdot \sin \beta_w + f_{ck} \cos \beta_w)} \cdot u_{12}$	0,09
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в подшипниках от скольжения	ψ_{Π}	$\psi_{\Pi} = (1 - \psi_3) f'_{np} u_{12} \frac{d_{nu1}}{d_{2\Pi}} + 1,1 f_{nc} \frac{d_{nu2}}{d_{2\Pi}}$	0,2450
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в уплотнениях	ψ_Y	$\psi_Y = \psi_{Y1} + \psi_{Y2}$	0,0552
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в уплотнениях для вала червяка	ψ_{Y1}	$\psi_{Y1} = k_{\Pi 1} d_{m1} f_{P1} (1 + k_{\mu Y1}) u_{12} \frac{(1 - \psi_3)}{T_2}$	0,0540
Традиционный частный коэффициент относительных потерь в уплотнениях для вала спироидного колеса	ψ_{Y2}	$\psi_{Y2} = k_{\Pi 2} d_{m2} f_{P2} (1 + k_{\mu Y2}) \frac{1}{T_2}$	0,0012
Традиционный частный коэффициент относительных потерь на размешивание масла	ψ_M	$\psi_M = \frac{0,00027 \nu_c B_c \sqrt{g_t}}{P_{Пс}}$	0,0029

Примечание: смазывающий материал трансмиссионное масло CAT TDTO SAE 30 API GL – 3 (TM – 3 – 9 по ГОСТ 17479.2 – 85) с кинематической вязкостью при рабочей температуре 100 °С $g_t = 10 \text{ мм}^2/\text{с}$ (сСт).

На рис.4 приведён график зависимости КПД и традиционных частных коэффициентов относительных потерь в зависимости от скорости скольжения v_s и коэффициента трения при контактных напряжениях $\sigma_H = 175 \text{ МПа}$.

Таким образом, максимальный КПД спироидного редуктора, рассчитанный по методам, учитывающих все виды потерь составляет 0.61. С применением спироидного редуктора общий КПД привода винтового горизонтального конвейера увеличится на 8.9 % по сравнению с червячным редуктором.

В таблице 3 представлен сравнительный анализ потерь энергии в приводе винтового горизонтального конвейера при использовании червячного и спироидного цилиндрических редукторов.

Исходные данные для расчёта: потребная мощность на валу винта $P=1553$ Вт; КПД упругой втулочно – пальцевой муфты $\eta_{\text{мy}} \approx 1$; КПД муфты зубчатой $\eta_{\text{мз}} \approx 1$; годовой фонд времени работы винтового горизонтального конвейера:

$$T_{\text{год}} = (365 - (52n_{\text{вых}} + n_{\text{пр}}))n_{\text{см}}t_{\text{см}}, \quad (3)$$

где $n_{\text{вых}}=2$ [15] – количество выходных дней в неделю; $n_{\text{пр}}=12$ [15] -количество праздничных дней в год; $n_{\text{см}} = 1$ -число смен работы винтового горизонтального конвейера; $t_{\text{см}}=8$ ч.- продолжительность рабочей смены.

$$T_{\text{год}} = (365 - (52 \cdot 2 + 12)) \cdot 1 \cdot 8 = 1992 \text{ ч.}$$

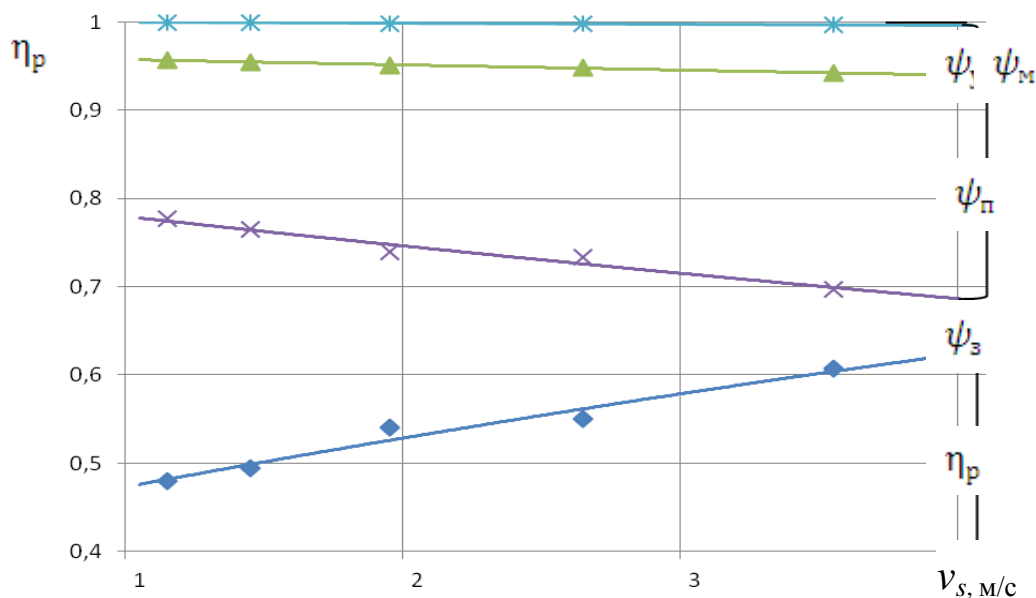


Рис. 4. График зависимости КПД и традиционных частных коэффициентов относительных потерь в зависимости от скорости скольжения v_s и коэффициента трения при контактных напряжениях $\sigma_H = 175$ МПа. $\psi_3; \psi_y; \psi_{II}; \psi_M$ - традиционные частные относительные потери в спироидном зацеплении, в уплотнениях, в подшипниках, на перемешивание масла; η_p – КПД спироидного редуктора.

Из таблицы 3 видно, что с применением спироидного редуктора в приводе винтового горизонтального конвейера экономические затраты за год снизятся на 852 рубля, что на 18.8 % меньше чем при применении червячного редуктора.

Таблица 3. Расчёт экономических затрат от потери электроэнергии за год в приводе [16]

№	Название параметра	Обозначение	Размерность	Формула расчёта	Вариант применяемого редуктора	
					Червячный Ч-100-50-	Спироидный РС – 80 - 49
1	КПД привода винтового конвейера	η_{np}		(2)	0,56	0,61
2	Потери мощности в приводе	ΔP	кВт	$\Delta P = \frac{P}{\eta_{np}} - P$	1,22	0,99
3	Потери электроэнергии в приводе за год	ΔE	кВт·ч	$\Delta E = \Delta P T$	2430	1972
4	Стоимость 1 кВт·ч	C	руб/кВт·ч		1,86	1,86
5	Экономические затраты от потери электроэнергии за год в приводе	\mathcal{E}	руб.	$\mathcal{E} = \Delta E C$	4519	3667

Библиографические ссылки

1. Компания ООО ТПЦ «Техиндустрия» Червячный редуктор. <http://www.tehind.ru/articles.php?ID=3>.
2. ООО "Спецмашпривод". Редукторы Motovario. http://www.sm-privod.ru/reduktor_motovario.html.
3. ООО Механик. Каталог продукции <http://mechanik.udmnet.ru/>.
4. Гольдфарб В.И., Анфёров В.Н. Перспективы применения спироидных редукторов в горном машиностроении. / Сборник докладов международной конференции «Фундаментальные проблемы формирования техногенной среды». Новосибирск: Изд. 2006.-С. 113-116.
5. ITW Heartland ILLINOIS TOOL WORKS. <http://www.itwheartland.com/>
6. ЗАО УкрСтройДом. Каталог продукции. <http://ukrstroydom.com/index.php>.
7. В.Н.Анферов, А.В. Зайцев. Выбор и обоснование методов расчёта мощности привода винтового конвейера. / Строительные и дорожные машины. 2012. № 11. С. 22-25.
8. Конвейеры: Справочник / Р.А. Волков, А.Н. Гнутов, В.К. Дьячков и др. Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленингр. Отделение, 1984.-367 с.
9. Зак П.С. Экономика привода. / Вестник машиностроения. 1987. №2. С. 32 – 35.
10. Ушаков Е.М. К вопросу о расчёте КПД червячных редукторов. / Вестник машиностроения 1987. №8. С. 26-30.
11. Редукторы и мотор-редукторы общестроительного применения: Справочник / Л.С. Бойко, А.З. Высоцкий, Э.Н. Галиченко и др. М.: Машиностроение: 1984.-247 с.

12. *Решетов Д.Н.* Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов. 4-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение: 1989.-496 с.
13. *Часовников Л.Д.* Передачи зацеплением. Зубчатые и червячные. Изд. 2-е переработанное и дополненное М.: Машиностроение: 1969.-480 с.
14. Червячные редукторы: Справочник / Левитан Ю.В., Обморнов В.П., Васильев В.И. и др. Л: Машиностроение. Ленинградское от – ие: 1985.-168 с.
15. Производственный календарь на 2013 год. <http://variant52.ru/kalendar/proizvodstvennui-kalendar-2013.htm>.
16. *Москаленко В.В.* Электрический привод: учебник для студ. Высш. учеб. заведений. – М.: Издательский центр «Академия», 2007.-368 с.

MODIFICATION OF TOOTHED ENGAGEMENTS AS MEANS OF PERFECTING QUALITY AND CAPACITY PARAMETERS OF GEAR DRIVES

*V. E. Antonyuk, Dr.Sc., Engineering, Professor, Joint Institute of Mechanical Engineering
of National Academy of Sciences of Belarus, vladi@tut.by;*

*B. S. Vorontsov, Ph.D., assistant Professor, V. Dal Eastern-Ukrainian National University,
voronts@gmail.com;*

V. E. Starzhinsky, Dr.Sc., Engineering, Professor, star_mpri@mail.ru;

V.A. Belyi Metal-Polymer Research Institute of NAS of Belarus;

V.V. Supin, Ph.D., Minsk Tractor Plant, VladimirSupin@yandex.by

Abstract: The techniques of various types of toothed engagement modifications are considered. Influence of different methods and facilities for tooth shape form action on the gear drive and service characteristics are discussed. The following modification kinds are proposed: flank relief and tooth trace crowning, the basic rack with variable profile curvature; generalized basic rack and direct gear design systems; asymmetrical tooth profiles; technique of multi objective interactive synthesis of gear drives; realization of the multipair engagement principle.

Keywords: flank relief and tooth trace crowning, basic rack tooth profile (including variable profile curvature), asymmetrical tooth profiles; multi-objective interactive synthesis, multipair engagement.

МОДИФИКАЦИЯ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ КАК СРЕДСТВО ПОВЫШЕНИЯ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КАЧЕСТВА И НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*В. Е. Антонюк, доктор технических наук, профессор, Объединенный институт
машиностроения Национальной академии наук Беларуси, vladi@tut.by;*

*Б. С. Воронцов, кандидат технических наук, доцент, Восточно-украинский национальный
университет им. В. Даля, voronts@gmail.com;*

В.Е. Старжинский, доктор технических наук, профессор, Институт механики металлополимерных систем им. В.А. Белого Национальной академии наук Беларуси, star_mpri@mail.ru

В.В. Сутин, кандидат технических наук, Минский тракторный завод, VladimirSupin@yandex.by

Аннотация: Рассматриваются способы модификации различных видов зубчатых зацеплений, позволяющие повысить, посредством изменения геометрических параметров исходного контура и (или) параметров пары сопряженных зубчатых колес, показатели качества и нагрузочной способности зубчатой передачи. Обсуждается влияние на служебные характеристики передач разнообразных способов и приемов формообразования зубьев, а именно: профиль-

ная и продольная модификация, в том числе преимущества исходного контура с переменной кривизной профиля; обобщенный исходный контур; прямое проектирование (свободный синтез); зубья с несимметричными профилями; метод многокритериального интерактивного синтеза; реализация принципа многопарного зацепления.

Ключевые слова: профильная и продольная модификация боковой поверхности зуба; исходный контур (в том числе с переменной кривизной профиля); многокритериальный интерактивный синтез; несимметричные зубья; многопарное зацепление.

Введение

Общеизвестно, что показатели качества зацепления зубчатой передачи и ее номинальная несущая способность определяются параметрами исходного контура (ИК) и его радиальным и тангенциальным смещением относительно заготовки зубчатого колеса, причем процесс формообразования профилей зубьев и проектирования передачи может идти либо от формирующего инструмента к изделию (ИК – зубчатое колесо), либо от изделия (формообразование зубцов с требуемым профилем) к формирующему инструменту (расчет исходного контура с параметрами, которые воспроизводят заданную форму профиля, включая переходную кривую).

Целью статьи является анализ современного состояния вопроса в части, касающейся как модификации непосредственно параметров ИК, так и оптимизации геометрических показателей эвольвентного и других видов зацеплений, направленной на повышение служебных характеристик зубчатых передач (массогабаритные характеристики, виброакустическая активность, нагрузочная способность, кинематические параметры и др.). Под модификацией будем понимать отклонения любых геометрических параметров рассматриваемого ИК от стандартного ($\alpha = 20^\circ$, $h_a = 1,0 m$, $c = 0,25 m$, $\rho_f = 0,38 m$) и параметров рассматриваемой передачи от параметров передачи, зубчатые колеса которой формообразованы стандартным производящим исходным контуром без смещения.

1. Краткий обзор литературных источников

В кратком обзоре литературных источников, полный текст которого (в составе полного текста статьи) размещен на сайте симпозиума symposium2014@istu.ru (далее – сайт) анализируются разнообразные варианты модификации: профильная и продольная модификации боковой поверхности зуба; концепция проектирования зубчатых передач в системах обобщенного исходного контура и обобщающих параметров (свободного синтеза); особенности исходных контуров с переменной кривизной профиля и специфика модификации передач с пластмассовыми зубчатыми колесами; преимущества передач с несимметричными зубьями и

многопарным зацеплением, состоящие в возможности реализации пониженных величин контактных и изгибных напряжений, уровня виброактивности, температуры в зоне контакта и существенном повышении, в конечном итоге, несущей способности передачи.

Проведен анализ порядка 50 научных статей и монографий по тематике статьи, авторами которых являются (в алфавитном порядке первый автор статьи): В.М. Ананьев, В.И. Алексеев, О. Алипиев, Д.Т. Бабичев, О.В. Берестнев, Ю.С. Волюшко, Э.Б. Вулгаков, М.Д. Генкин, В.М. Грибанов, В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев, И.В. Жук, Н.Н. Ишин, А.И. Кораблев, В.И. Короткин, А.В. Кривошея, А.Л. Капелевич, В.Н. Кудрявцев, С.А. Лагутин, В.З. Мельников, В.Л. Михайлов, А.В. Павленко, В.А. Попов, Д.Н. Решетов, П.М. Ткач, Е.В. Шалобаев, В.П. Шишов и др.

2. Специальный исходный контур с протуберанцем и полностью скругленной впадиной для высоконагруженных зубчатых передач

Преимущества исходного контура с протуберанцем, используемого для шлифовальных высоконагруженных зубчатых колес, были перечислены в обзоре литературных источников [1-3]. Здесь отметим только, что такая модификация профиля обеспечивает до 50 % повышения изгибной усталостной прочности зуба. В указанных (а также других, связанных с расчетами параметров протуберанца) работах рассматриваются чисто геометрические аспекты расчета, не учитывающие проблемы технологического характера, возникающие при проектировании производящей рейки. Ниже рассматриваются вопросы, которые приходится решать при построениях специального исходного контура и проектировании производящей инструментальной рейки с протуберанцем.

При проектировании зуборезного инструмента необходимо рассчитать параметры протуберанца таким образом, чтобы, во-первых, в сформированной паре зубчатых колес точка начала переходной кривой не оказалась выше нижней точки активного профиля зуба. Во-вторых, как показывает практика проектирования, размещение протуберанца с заданными параметрами в условном зацеплении рейка – зубчатое колесо возможно только при более высоком по сравнению с допускаемым стандартом ГОСТ 13755-81 максимальном значении коэффициента ножки зуба $h^*_f = 1,4$. В зацеплении со стандартной инструментальной рейкой не хватает также пространства под протуберанец необходимой толщины и с необходимым радиусом скругления. В общем случае тенденция недостаточности места под размещение протуберанца необходимой конфигурации усиливается при увеличении припуска под последующую обработку. Изменяются также регламентируемые вышеупомянутым стандартом радиусы кривизны переходной кривой. Указанные отклонения проявляются более ощутимо в следующих случаях:

- если число зубьев обрабатываемого колеса $z \leq 17-20$, то даже при наличии положительных смещений исходного контура эта тенденция сохраняется;
- если число зубьев сопряженного колеса значительно больше числа зубьев обрабатываемого колеса, то в этом случае обрабатываемому колесу присущи признаки и тенденции малозубого колеса;
- если обрабатываемое колесо имеет небольшие величины положительного или отрицательные смещения.

Предлагается специальный исходный контур, который строится исходя из отмеченных посылок при соблюдении следующих условий (Рис. 1):

- следует стремиться к проглублению зубьев колеса по высоте на минимально возможную величину относительно предельной стандартной величины $h^*_f = 1,4$;
- необходимо соотносить выбранный радиус кривизны переходной кривой со стандартным значением $\rho_f = 0,38 m$ и этот радиус одновременно будет являться радиусом полнопрофильного скругления впадины;
- стараться применять такой угол модификации ножки зуба α_M ИК, который обеспечит приемлемые задние боковые углы резания на затылованных зубьях инструмента;
- профиль модификации с углом α_M и главный профиль с углом α в общем случае должны пересекаться в точке, находящейся ниже линии захода исходных контуров, что исключает при сопряжении пары зубчатых колес попадание нижней точки активного профиля за пределы главного эвольвентного профиля.

Для скругления впадины исходного контура единым наибольшим радиусом центр окружности должен находиться на оси симметрии впадины. На Рис. 1 показано, что такое скругление возможно в том случае, если отрезки АВ и CD равны.

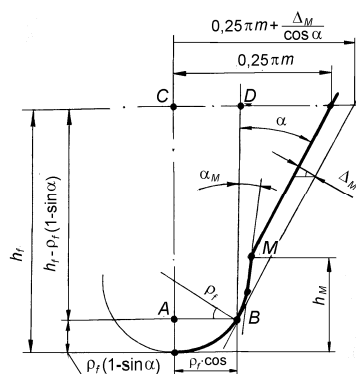


Рис. 1. Взаимосвязь параметров специального исходного контура при нахождении центра скругления впадины на оси симметрии

В полном тексте статьи приведены формулы для расчета высоты ножки ИК, глубины модификации, радиуса кривизны переходной кривой, положения точки начала модификации и

глубины поднутрения по нормали к профилю, а также таблицы с параметрами специального ИК для вариантов высоты ножки ИК 1,46 m и 1,5 m и формулами, устанавливающими взаимосвязь между заданными и определяемыми параметрами производящей рейки.

Проектирование производящей рейки с полнопрофильным скруглением головки зуба независимо от назначения инструмента (чистовой или под последующую обработку) практически не отличается от проектирования известных в практике червячных фрез с протуберанцем под последующую чистовую обработку. Разница состоит в обязательном размещении на протуберанце наибольшего радиуса скругления, что возможно при скруглении головки зуба рейки единым радиусом. Зависимости между параметрами зуба производящей рейки аналогичны параметрам для впадины специального ИК, с заменой обозначений и учетом припуска (при его наличии).

Специальный исходный контур имеет неоспоримые преимущества, которым способствует сама конфигурация этого контура:

- гарантированное отсутствие недообработки активного профиля в нижней части зуба;
- снижение «чувствительности» зубчатых колес к возможным пространственным погрешностям передач и интерференции профилей;
- обеспечение заданного радиуса кривизны переходной кривой зубьев колеса;
- улучшенная шероховатость переходных поверхностей;
- отсутствие зарезов и уступов на поверхностях переходных кривых;
- в прочностных расчетах зубчатых передач будут участвовать действительные радиусы кривизны переходной кривой и коэффициенты ножки зубьев, что отразится на достоверности расчетной нагрузочной способности.

Предложенные зависимости между параметрами специальной производящей рейки с полнопрофильным скруглением головки зуба и протуберанцем использованы при расчете червячных фрез под зубошлифование зубчатых колес планетарных передач автомобилей семейства БелАЗ.

3. Автоматизированное проектирование зуборезного инструмента для зубчатых колес с модифицированным профилем зубьев

Большинство зубчатых колес современных скоростных передач изготавливаются со специальной модификацией профиля зуба, а именно – с плавным отклонением на головке и ножке зуба от теоретической эвольвенты главного профиля «в минус», что приводит к снижению уровня шума и, как отмечалось ранее [4], к минимизации работы трения и мощности изнашивания.

Программа «Графоаналитический расчет режущих инструментов для цилиндрических шестерён с эвольвентным модифицированным профилем зубьев» (*GRIN* в дальнейшем) обеспечивает решение как прямой задачи – расчет профиля инструмента исходя из заданного профиля зуба шестерни, так и обратной задачи – проверка профиля зуба шестерни по имеющемуся профилю инструмента. Программа обеспечивает возможность расчета профилей всех видов зуборезных инструментов, работающих методом обката: червячных фрез, долбяков, шеверов, червячных шлифовальных кругов. Программа *GRIN* предназначена для компьютерного проектирования модифицированного профиля режущих инструментов, обрабатывающих зубья шестерён методом обкатки, а также проектирования профиля червячных шлицевых фрез для нарезания прямобочных шлиц. Программа разработана на языке программирования AutoLisp в среде AutoCAD. Обеспечена возможность отслеживания на мониторе процесса обкатки, определения элементов параметров профилей зубьев, практически не поддающихся аналитическому расчёту.

Программа «Аналитический расчет режущих инструментов для цилиндрических шестерён с эвольвентным профилем зубьев» (*ARIN*) предназначена для компьютерного проектирования модифицированного профиля режущих инструментов, обрабатывающих зубья шестерён методом обкатки. Программа разработана на языке программирования FORTRAN. Программа позволяет выполнить многовариантный анализ результатов зубонарезания. Уже на стадии разработки режущих инструментов может быть получена оценка реальности достижения требуемого результата с учётом условий и возможностей производства; программа позволяет точно и быстро отслеживать влияние колебания размеров профиля инструмента, предельных размеров обрабатываемой детали на параметры модифицированного профиля зуба изделия.

Программы *GRIN* и *ARIN* включают в себя также расчёты долбяков для эвольвентных зубчатых колёс внешнего и внутреннего зацепления, червячных фрез для обработки шлицевых валов. Программы *GRIN* и *ARIN* позволяют быстро и с высокой степенью достоверности определить оптимальные параметры модифицированных профилей. Эти программы позволяют с высокой точностью определить параметры переходной кривой у ножки зуба и избежать подрезания зубьев, что оказывает существенное влияние на долговечность передач.

Для получения такого профиля необходимо решить ряд конструкторских и технологических задач. К конструкторской задаче относится определение величины модификации на головке и ножке зуба исходя из величины передаваемой нагрузки, частоты вращения, коэффициента перекрытия передачи, жесткости корпуса и подшипниковых опор, погрешностей монтажа.

К технологической задаче относится проектирование профиля зуба инструмента для предварительного и окончательного получения модифицированного профиля зубьев колеса.

4. Расчет параметров продольной модификации планетарных передач типа 2К-Н

Необходимость учета перекоса осей и уточнения распределения нагрузки по ширине зубчатого венца является особенно актуальной проблемой для зубчатых пар, используемых в планетарных передачах типа 2К-Н.

Сравнительные расчеты прочности сателлитов 3-го ряда с солнечной (внешнее зацепление) и коронной (внутреннее зацепление) шестерен без учета и с учетом перекосов оси по методике [5] показали, что при перекосе осей и смещении контактных линий на 0,02 мм происходит превышение на 11-34 % расчетных значений изгибных напряжений по сравнению с допускаемыми [6].

Для обеспечения требуемого положения пятна контакта и устранения кромочного контакта в современных зубчатых передачах рекомендуется применять продольную модификацию профиля зуба (бочкообразность). Использование продольной модификации позволяет более эффективно использовать зубчатые колеса с увеличенной шириной зубчатого венца.

Дан вывод формулы для определения предельного угла перекоса, при котором пятно контакта не выходит за пределы зуба колеса (см. сайт).

Угол взаимного наклона валов под зубчатыми колесами должен быть меньше 0,001 радиана. В данном случае благодаря бочкообразности зуба шестерни допустимое значение угла взаимного наклона возросло в 2,8 раза.

Таким образом, использование возможностей продольной модификации позволяет управлять положением пятна контакта при работе зубчатой передачи под нагрузкой при изменяющемся положении осей и в конечном итоге увеличить ресурс работы зубчатой передачи.

5. Результаты реализации принципа многопарного зацепления в коробке передач трактора «Беларус-1523»

Поиск возможных резервов повышения нагрузочной способности силовых передач тракторов без изменения геометрии корпусных деталей и скоростного ряда привел к созданию зубчатых передач многопарного зацепления. Задачей синтеза было повышение нагрузочной способности зубчатых передач тракторов «Беларус» за счет многопарного зацепления при сохранении типоразмерного ряда корпусов коробок передач и передаточного отношения.

Многопарность зацепления зубчатых передач достигнута за счет следующих параметров исходного контура: угол профиля $\alpha = 20^\circ$; коэффициент высоты головки $h^*_a = 1,25$; коэффициент радиуса кривизны переходной кривой $\rho^*_f = 0,352$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,23$. Параметры скругления вершины зуба производящей рейки выбраны таким образом,

чтобы переходная кривая зуба являлась наименьшим концентратором напряжений, т.е. с полностью скругленной впадиной. Изготовление зубчатых колес с увеличенной высотой зуба осуществляли специальными фрезами с углом исходного контура $\alpha_0 = 15^\circ$.

Параметры зацепления обеспечены уменьшением модуля, увеличением числа зубьев (при отсутствии подрезания, интерференции, заострения) и удовлетворением требований прочностной выносливости. Коэффициенты смещения шестерни и колеса подобраны с учетом выравнивания удельных скольжений на ножках зубьев.

Параметры инструмента, материала и термообработки зубчатых колес серийной и опытной коробок передач представлены в табл. 3 полного текста статьи (см. сайт).

Полный комплект (17 пар) зубчатых колес с гарантированным двухпарным зацеплением был установлен в серийно выпускаемый корпус коробки передач трактора «Беларус-1523».

Механическая ступенчатая коробка передач обеспечивает 24 передачи переднего хода и 12 передач заднего хода. Серийная коробка передач состоит из шести пар прямозубых колес, одной косозубой пары с модулем $m = 4,5$ мм и четырех пар прямозубых колес с $m = 5,0$ мм. Прямозубые передачи имеют коэффициент торцового перекрытия в пределах $\varepsilon_\alpha = 1,3-1,6$; косозубая пара – суммарный коэффициент перекрытия $\varepsilon_\gamma = 1,9$.

Коробка передач с многопарным зацеплением шестерен состоит из прямозубых колес с модулем $m = 3$ мм и одна пара колес с $m = 2,75$ мм. Коэффициент высоты головки $h^*_a = 1,25$ обеспечивает ε_α в пределах 2,05–2,20 и величину удельного скольжения $\vartheta_p < |2|$ в исследуемом диапазоне чисел зубьев $z_1 = 29-48$, $z_2 = 85-98$ и передаточных чисел $u = 1,04-2,38$.

Нагрузочная способность передач с $\varepsilon_\alpha > 2$ зависит не только от параметров исходного контура, но и от того, как распределяется передаваемая нагрузка между двумя парами зубьев, т. е. от жесткости зацепления зубьев, погрешности основного шага колес и величины передаваемой нагрузки. Реализация гарантированного двухпарного зацепления в передаче возможна в случае изготовления зубчатых колес с точностью, при которой погрешность изготовления колес будет меньше упругой деформации зубьев.

В качестве методик расчета геометрии и прочности использованы действующие стандарты, в частности ГОСТ 16532-70 и ГОСТ 21534-87 с учетом особенностей многопарного зацепления. Особенности многопарного зацепления учтены через коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} и коэффициенты распределения нагрузки между двумя парами зубьев $K_{F\alpha}$ и $K_{H\alpha}$. В цилиндрических передачах с $\varepsilon_\alpha < 2,0$ нагрузочная способность в большинстве случаев определяется зоной однопарного контакта, т. е. на одну пару передается 100 % нагрузки. В передачах с $\varepsilon_\alpha > 2,0$ нагрузка распределяется между двумя и тремя па-

рами зубьев, при этом нагрузка на одну пару составляет 63–65 % нагрузки, приходящейся на пару зубьев в серийной коробке передач.

Параметры зубчатых зацеплений серийной и опытной коробок передач см. в табл. 4 и 5 полного текста статьи (см. сайт).

6. Многокритериальный интерактивный синтез передач зацеплением

Многокритериальным интерактивным синтезом передач зацеплением будем называть многокритериальный визуальный выбор рациональной геометрии сопряженных поверхностей при интерактивном динамическом изменении формы поверхностей и графиков качественных показателей на экране монитора с помощью управляющих элементов.

Для унификации исходного контура, методик анализа и синтеза зубчатых зацеплений необходимо выбрать такую кривую, которая отвечала бы следующим требованиям:

- была бы гладкой и дважды дифференцируемой;
- в месте соединения двух кривых можно было бы обеспечить любые комбинации свойств: излом, общая касательная, одинаковая кривизна;
- с помощью предложенной кривой можно было бы описать все существующие исходные контуры;
- кривая позволяла бы максимально использовать современные достижения компьютерных технологий в плане управления процессом синтеза и визуализации результатов анализа;
- управляемые параметры можно было бы привести к единому виду, то есть унифицировать задачу синтеза и анализа передач зацеплением;
- процесс передачи информации из среды синтеза в среду твердотельного и поверхностного компьютерного моделирования не вызывал бы особых затруднений, что позволяло бы создавать программные приложения для существующих CAD – систем.

Были проанализированы аналитические линии: прямая линия, окружность и ее дуга, эллипс и его дуга, отрезок параболы, отрезок гиперболы и различные виды сплайнов – сплайн Эрмита, кубический сплайн, сплайн Лагранжа, сплайн Ньютона, кривые Безье, B-сплайны, NURBS кривые.

Анализ показал, что лучше всего поставленным требованиям отвечают сплайны, из которых в системах автоматизированного проектирования и моделирования широко используются кривые Безье и NURBS кривые. Также были проанализированы возможности использования методов деформационного конструирования. Наиболее подходящей для решения поставленных задач оказалась кривая Безье третьего порядка.

Для определения оптимальных значений координат управляющих точек использовался метод главных осей, разработанный Р.П. Brentом и являющийся одним из лучших среди се-

мейства методов оптимизации, не требующих информации о градиенте функции. На основании этого метода была разработана программа “Аппроксимация кривыми Безье”.

Предложенный аналитический способ аппроксимации таблично представленных профилей кривыми Безье третьего порядка позволяет унифицировать описание геометрии рабочих поверхностей зубьев, и представлять их в виде, удобном для использования в системах автоматизированного синтеза и анализа передач зацеплением.

На основании предложенной теории и полученного математического обеспечения была разработана компьютерная программа, позволяющая осуществлять многокритериальный интерактивный синтез передач зацеплением.

Зона координат управляющих точек (Рис. 2) показывает, что для описания исходного контура достаточно указать координаты четырех точек, изменяя значения которых можно получать новые передачи с улучшенными геометро-кинематическими показателями.

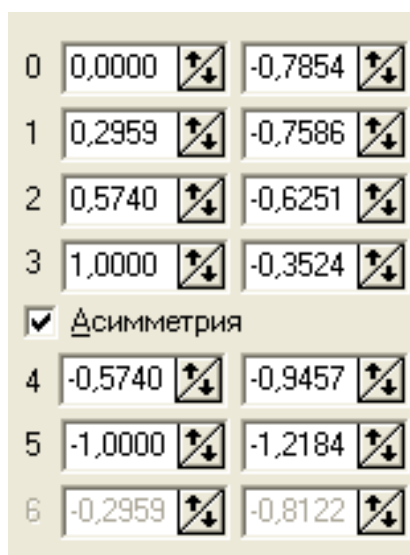


Рис. 2. Зона координат управляющих точек

В качестве исходной информации синтеза передач зацеплением определяют производящую поверхность, у которой исходный контур описан кривыми Безье третьего порядка. Для этого аппроксимируют кривыми Безье существующие исходные контуры, описанные аналитически или полученные в виде облака точек как результаты синтеза или измерения с помощью координатно-измерительных машин. Координаты управляющих точек кривых Безье полученных производящих поверхностей выбирают в качестве начальных управляемых параметров синтеза и оптимизации передач зацеплением.

Изменяя положение управляющих точек (варьируя управляемые параметры) как непосредственно с помощью захвата и перемещения их курсором компьютерного манипулятора

на экране монитора, так и используя различные методы варьирования числовых значений (включая и методы оптимизации), визуально анализируют динамически изменяющиеся графики значений функций качества и, учитывая функциональные ограничения, выбирают наиболее предпочтительную геометрию результирующих поверхностей. Полученные значения параметров кривых Безье передают в системы поверхностного и твердотельного компьютерного моделирования, в которых можно обеспечить автоматизированное редактирование параметрических компьютерных моделей разработанных зубчатых колес.

На основании твердотельных компьютерных моделей можно проводить конечно-элементный анализ проектируемых передач, анализировать процесс изготовления колес на оборудовании с ЧПУ и непосредственно изготавливать и контролировать зубчатые колеса с помощью прогрессивных технологий.

Предложенная методика может быть использована при синтезе передач с различной формой зубьев, взаимным расположением осей, имеющих улучшенные показатели работоспособности и максимально отвечающих требованиям эксплуатации.

7. Особенности модификации в передачах с пластмассовыми зубчатыми колесами

Для начала отметим, что описанные выше приемы модификации могут эффективно использоваться и для улучшения показателей качества передач с пластмассовыми зубчатыми колесами. Однако специфика технологических, физико-механических и теплофизических свойств этих материалов обуславливает определенную корректировку параметров модификации, учитывающую указанные особенности, из которых отметим, в частности, следующие:

- уже на стадии проектирования формующего инструмента необходимо скорректировать профиль зуба формообразующей матрицы с учетом, в общем случае, наличия трех компонентов литевой усадки, а также необходимости скругления головки у вершины зуба;
- принять меры по сохранению в требуемых пределах показателей качества в процессе эксплуатации передачи, ухудшение которых может быть связано с колебанием температуры и влажности окружающей среды;
- обеспечить ламинарное течение расплава вдоль рабочих поверхностей зубьев, особенно при наличии в полимерном композите армирующих волокон;
- учесть высокую податливость полимерных зубьев под нагрузкой.

7.1. Модификация профиля формующего инструмента

В общем случае, в предположении равномерной усадки, впадина формообразующей матрицы, формующая зуб пластмассового колеса, должна иметь профиль, скорректированный на величину литевой усадки ε , то есть модуль матрицы m^M будет равен:

$$m^M = m^K / (1 - \varepsilon), \quad (1)$$

где m^K – модуль зубчатого колеса.

При неравномерном характере усадки следует учитывать изменение размеров, и соответственно, корректировать формообразующие элементы матрицы с учетом трех разных компонентов усадки, а именно [7]:

– по диаметру вершин зубьев d_a^M :

$$d_a^M = d_a^K / (1 - \varepsilon_a); \quad (2)$$

– по основной окружности d_b^M :

$$d_b^M = d_b^K / (1 - \varepsilon_b); \quad (3)$$

– по угловой толщине зуба на основной окружности θ_b^M :

$$\theta_b^M = \theta_b^K / (1 - \varepsilon_s) \quad (4)$$

где ε_a , ε_b , ε_s – усадка по диаметру вершин зубьев, основному диаметру и толщине зуба соответственно.

7.2. Радиальный зазор. Профиль впадины

Возможность компенсации колебаний размеров зубчатого колеса при изменении температуры и влажности должна быть заложена в увеличенном радиальном зазоре, который, например, в специальном исходном контуре для пластмассовых зубчатых колес [8] равен $c = 0,33 \text{ } m$ по сравнению с $c = 0,25 \text{ } m$ по ГОСТ и ISO. Полностью скругленная впадина $\rho_f = 0,43032 \text{ } m$ (в отличие от не полностью скругленной по ГОСТ и ISO $\rho_f = 0,38 \text{ } m$) обеспечивает минимизацию изгибных напряжений у основания зуба, регулярность течения расплава и тангенциальную ориентацию армирующих волокон вдоль профиля зуба в процессе его формообразования, а также стабилизацию температурного поля по профилю при охлаждении отливки; одновременно скругленная галтель исключает интерференцию (характерную для малозубых колес) профилей зуба колеса и впадины формообразующей матрицы при выемке отливки из гнезда литьевой формы.

7.3. Профильная модификация (фланкирование)

В связи с повышенной податливостью пластмассовых зубьев рекомендуется для высоконагруженных передач модифицировать головку зуба пластмассового колеса на небольшую глубину порядка $\Delta \approx 0,007 \text{ } m$, на высоту $h_g = 0,5 \text{ } m$ от вершины зуба с линией модификации в виде дуги окружности радиуса $0,4 \text{ } m$ (против $\Delta \approx 0,02 \text{ } m$, $h_g = 0,45 \text{ } m$ при форме линии модификации в виде прямой по ГОСТ 13755-81).

С другой стороны, для снижения износа ножки зуба пластмассового колеса рекомендуется осуществлять профильную модификацию зубьев сопряженного металлического колеса на величину, соответствующую прогибу зуба пластмассового колеса, при этом глубина моди-

фикации ставится в зависимость от передаваемой нагрузки и продолжительности контакта зубьев в зацеплении, а высота зависит от основного шага и коэффициента перекрытия. Зубья опытных пар зубчатых колес с оптимальными параметрами профильной модификации [9] изнашивались равномерно, а износ был в 2 раза ниже износа контрольных пар (65 и 125 мкм соответственно).

Так же как и для передач с металлическими колесами эффективными приемами модификации для пластмассовых колес являются как исходные контуры с уменьшенными профильными углами и увеличенной высотой зуба и асимметричные исходные контуры, так и передачи, проектируемые в системе обобщающих параметров, обеспечивающих реализацию коэффициента перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$ и повышенные углы зацепления $\alpha_w > 20^\circ$. Четыре варианта ИК с увеличенной высотой зубьев под общим названием “PGT System” разработаны фирмой ABA Tool and Die Company, Inc. [10].

Основной вариант контура из предлагаемых “PGT System” принят в качестве американского стандарта ANSI/AGMA 1006-A97. Остальные три с разными коэффициентами высоты головки зуба $h^*_a = 1,15; 1,25$ и $1,35$, полностью скругленной впадиной и модифицированным профилем головки предлагаются как рекомендуемые. При проектировании зубчатых передач в соответствии с этой системой обеспечивается равнонапряженная по изгибу конфигурация зубьев у колес с разным числом зубьев (за счет формования одинаковой толщины зубьев у основания); за счет нормированного для каждого числа зубьев смещения исходного контура устраняется подрезание зубьев; благодаря наличию фланка исключается кромочный удар; выдерживаются в допустимых пределах показатели качества зацепления при изменении размеров, обусловленных температурными деформациями и водопоглощением.

Алгоритм расчета геометрических параметров таких передач, в том числе косозубых с малым числом зубьев шестерни изложен в источниках [11-13].

7.4. Обобщающие параметры. Асимметричные зубья

Как было показано выше, модификация параметров зацепления с целью повышения показателей качества, виброактивности и нагрузочной способности передач может быть осуществлена посредством проектирования зубчатой передачи в системе обобщающих параметров, причем наибольший эффект достигается для передач с асимметричными профилями зубьев.

Из примера сравнения таких показателей для передач трехступенчатого привода кухонной машины следует, что по углу зацепления α_w наблюдается повышение показателя на 5-25 %, по коэффициенту перекрытия ϵ_α – на 13-33 %, по напряжениям изгиба в опасном сечении зуба σ_F – примерно на 30-60 % [14, 15]. Экспериментальные данные [16] подтверждают высо-

кую эффективность модификаций, реализуемых при проектировании передач в системе обобщающих параметров.

Экспериментальное подтверждение наличия повышенных служебных характеристик передач с модифицированными параметрами зацепления получено нами [14] при сравнительном исследовании нагрузочной способности и виброакустической активности опытных передач, спроектированных в системе обобщающих параметров [16] и контрольных передач со стандартным ИК. Расчетным путем [17, 18] было определено, что в опытных передачах, за счет перемещений зубьев под нагрузкой, реализуется фактический коэффициент перекрытия $\varepsilon_{\alpha r} > 2$.

Благодаря повышенному углу зацепления и фактическому коэффициенту перекрытия $\varepsilon_{\alpha r} > 2$ нагрузка, при которой на ножках зубьев полимерной шестерни опытной пары появились очаги разрушения, была на 25-30 % выше нагрузки, при которой аналогичные очаги контактных выкрашиваний были отмечены в околополюсной зоне на боковых поверхностях зубьев шестерни контрольной пары колес.

В отношении виброакустических характеристик получен положительный результат по снижению общего уровня шума от 1 до 8 децибел при разных режимах нагружения [16].

Заключение

Рассмотрены разнообразные методы повышения качества и несущей способности зубчатых передач посредством целенаправленного изменения геометрических параметров ИК и пары сопряженных зубчатых колес.

1. Предложены аналитические зависимости для расчета параметров специального ИК с протуберанцем и полностью скругленной впадиной, обеспечивающего повышение качества зубообработки и достоверность расчета нагрузочной способности передач.

2. Показаны возможности разработанных программ автоматизированного проектирования специального зуборезного инструмента, позволяющих оперативно с высокой точностью и надежностью рассчитывать оптимальные параметры модификации профиля зуба с учетом влияния колебаний размеров зубьев инструмента и предельных размеров обрабатываемой заготовки на параметры профиля зуба изделия.

3. Предложены расчетные зависимости для определения предельного угла перекося осей в планетарных передачах типа 2К-Н, при котором пятно не выходит за пределы зуба зубчатого колеса.

4. Показано, что оснащение (при сохранении скоростного ряда) серийной коробки передач трактора «Беларус-1523» полным комплектом экспериментальных зубчатых колес с увеличенной высотой зубьев, обеспечивающими гарантированное двухпарное зацепление, позво-

лило уменьшить изгибные и контактные напряжения, снизить уровень шума и в итоге повысить нагрузочную способность коробки передач трактора.

5. Предложен метод описания исходного контура кривыми Безье третьего порядка и разработана программа автоматизированного расчета, позволяющая осуществлять многокритериальный интерактивный синтез передач зацеплением с возможностями выбора предпочтительной геометрии результирующих поверхностей, автоматизированного редактирования компьютерных моделей зубчатых колес, конечно-элементного анализа зубчатых передач, синтеза передач с различной формой зубьев и различным взаимным расположением осей, максимально отвечающих требованиям эксплуатации.

6. Рассмотрены модификации зубчатых передач с пластмассовыми колесами состоящие в необходимости корректировки формообразующих элементов формирующего инструмента, создании благоприятных условий течения и охлаждения расплава полимера при формировании отливки и выемке ее из формы и учета размерной нестабильности в процессе эксплуатации при колебании температуры и влажности окружающей среды.

Библиографические ссылки

1. *Вулгаков Э.Б.* Зубчатые передачи модифицированного исходного реечного контура // М.: Машгиз. – 1962. – 100 с.
2. *Вулгаков Э.Б.* Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. Обобщенная теория и проектирование // М.: Машиностроение. – 1974. – 264 с.
3. *Лагутин С.А.* Сочетание продольной и профильной модификации зубьев в цилиндрических передачах // Конверсия в машиностроении. – 2001. – № 2. – С. 68–72.
4. *Шалобаев Е.В., Медунецкий В.М., Монахов Ю.С.* Геометрическая оптимизация трибопары в зацеплении зубчатых колес // Сборник докладов научно-техн. конф. с междунар. участием «Теория и практика зубчатых передач», Ижевск: ИжГУТ. – 2004. – С. 139-144.
5. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность. – ГОСТ 21354-87 // М.: Изд-во стандартов. – 1988. – 93 с.
6. *Антонюк В.Е., Гоман А.М., Николаев Ю.И., Поддубко С.Н.* Особенности продольной модификации зубчатых колес планетарных передач типа 2К-Н // Механика машин, механизмов и материалов. – 2010. – № 3 (12). – С. 28-32.
7. *Кудинов А.Т.* Технологическая точность литых пластмассовых зубчатых колес и методы ее повышения // Автореф. канд. техн. наук. – Санкт-Петербург. – 1993.
8. *Tsukamoto N., Shi J.* Investigation about prevention of tooth profile change of plastic gears. 1st Report: About the profile modification of steel gear, which meshed with nylon gear // Bull. JSME. – 1985. – Vol. 28. – No. 240. – P. 1263-1270.
9. *Tsukamoto N. and Terashima K.* Development of plastic gears for power transmissions // Bull. JSME. – 1986. – Vol. 29. – No. 247. – P. 249-255.

10. *Plastics Gearing*, ABA/PGT Publisher Company, Manchester, CT 1976.
11. *Clifford E. Adams*. *Plastics Gearing. Selection and Application* // New York and Basel: Marcel Dekker, Inc. – 1986. – 384 p.
12. Элементы привода приборов. Расчет, конструирование, технологии. // Под ред. Ю.М. Плескачевского. Минск: Беларуская навука. – 2012. – 769 с.
13. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов // Под ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева. Санкт-Петербург – Гомель: ИММС НАНБ. – 1998. – 538 с.
14. *Старжинский В.Е., Ишин Н.Н., Гоман А.М., Хиженок В.Ф.* Сравнительный анализ прочности пластмассовых зубчатых колес с симметричным и асимметричным профилем зубьев // Вісник національного технічного університету «ХПІ», Харків. – 2010. – Вып. 26. – С. 147-159.
15. *Starzhinsky V.E., Ishin N.N., Goman A.M.* Perfection of quality parameters of plastic gears by using asymmetric tooth profile // *Machine Design*. – 2011. – Vol. 3. – No 2. – P. 109-114.
16. *Старжинский В.Е., Осипенко С.А., Шилько С.В.* Проектирование в обобщающих параметрах и результаты испытаний металлополимерной зубчатой передачи // Вестник машиностроения. – 1992. – № 1. – С. 16-18.
17. *Старжинский В.Е., Можаровский В.В.* Расчет податливости металлополимерного зубчатого зацепления // *Динамические процессы в механизмах с зубчатыми передачами*. М.: Наука. – 1976. – С. 139-145.
18. *Belyi V.A., Starzhinski V. Eu. Mozharovskiii V.V.* On determination of tooth deflection for plastic gears // *Buletinul Institutului Politehnic DIN IASI, Tomul XXIII (XXVII), Fasc 1-2, Sectia IV, Mecanica Tehnica*. – 1977. – P. 28-36.

ANALYSIS AND SYNTHESIS OF SPUR AND HELICAL GEARS IN “APPLIED MECHANICS” COURSE

*D. T. Babichev, DSc in Engineering, Professor, Tyumen State Oil and Gas University,
babichevdt@rambler.ru;*

A. V. Balin, student, Institute of Transport, Tyumen State Oil and Gas University;

A. V. Irkitova, student, Institute of Transport, Tyumen State Oil and Gas University

Abstract: The paper describes computer programs created in TSOGU for analysis, synthesis and modeling of cylindrical and planetary gear operation. The technique of applying the computer program in education and scientific processes is presented. The program allows: a) observing the mechanism motion at the display and controlling its motion with buttons: START, REVERS, FASTER and other; b) forming the report of the work done.

Keywords: spur and helical gears, planetary gears, computer modeling

АНАЛИЗ И СИНТЕЗ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ В КУРСЕ “ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА”

*Д. Т. Бабичев, доктор технических наук, профессор, Тюменский государственный
нефтегазовый университет, babichevdt@rambler.ru;*

А. В. Балин, студент, Институт транспорта, ТГНУ;

А. В. Иркитова, студент, Институт транспорта, ТГНУ

Аннотация: Описаны компьютерные программы, разработанные в ТюмГНГУ для анализа, синтеза и моделирования работы цилиндрических зубчатых и планетарных передач. Изложена методика их использования в учебном процессе и в НИРС. Программы позволяют: а) наблюдать на экране движение механизмов и управлять их движением с помощью кнопок: ПУСК, РЕВЕРС, БЫСТРЕЕ и других; б) формировать отчёты по проделанной работе.

Ключевые слова: цилиндрические передачи, планетарные передачи, компьютерное моделирование

На кафедре “Прикладная механика” ТюмГНГУ созданы и используются в учебном процессе десятки программ для моделирования работы плоских механизмов, а также для расчета и проектирования передач [1]. Большинство программ разработано в системе MS Excel с использованием VBA (Visio Basic for Application). Особенности этих программ: 1) Позволяют наблюдать на экране движение механизмов и управлять движением нажатием клавиш на па-

нели управления: ПУСК, РЕВЕРС, БЫСТРЕЕ и другие. 2) Ориентированы на многовариантные расчеты и оптимизацию параметров. 3) Результаты расчетов представляют собой, как правило, готовый документ, который может служить частью пояснительной записки или отчета о выполненных расчетах. Он содержит, обычно: данные о пользователе, исходные данные, результаты расчетов с поясняющим текстом, таблицами и диаграммами.

По теме конференции имеется три типа программ: 1) Формообразование, контактное взаимодействие, геометрический анализ и синтез в цилиндрических передачах, кулачковых механизмах, трёхзвенных роторных механизмах (двигатель Ванкеля, насосы, винтовые забойные двигатели [2]). 2) Синтез планетарных передач. 3) Расчет, конструирование, оптимизация и вычерчивание одноступенчатых цилиндрических редукторов.

При выполнении расчетно-графических (РГР) и курсовых работ (КР) используются, прежде всего, программы: ЭвольвентнаяПередача.xls, Кулачок.xls, Редуктор1.xls. На лекциях, практических и лабораторных занятиях демонстрируется движение и особенности механизмов, а также приемы их проектирования по программам: Планетарная1.xls, Планетарная2.xls, ПередачаSigmaH_const.xls [3], ЭвольвентнаяПередача.xls, Кулачок.xls, Ванкель.xls и по другим.

1. Анализ и синтез эвольвентных цилиндрических передач (ЭвольвентнаяПередача.xls)

Подобные программы есть во многих вузах.

Особенность программы в ТюмГНГУ: 1. Отработана и реализована методика проектирования передач с коэффициентом перекрытия $\epsilon_\alpha > 2$. 2. Исходные данные для проектирования это не только числа зубьев и модуль (z_1, z_2, m), но и: ширина колеса, число оборотов шестерни и величина контактных напряжений (максимальных или средних вдоль линии зацепления). 3. Результаты для РГР – пояснительная записка с текстом, таблицами и диаграммами, проанализировав которые студент должен дописать раздел “Анализ результатов проектирования”. 4. Результаты для КР по ТММ – от 6 страниц приложения к пояснительной записке, содержащего: исходные данные; картины рабочего и станочных зацеплений; размеры зубчатых колес и передачи; координаты профилей зубьев, переходных кривых и линии зацепления; таблицы и графики качественных показателей.

Расчет передачи по программе *ЭвольвентнаяПередача.xls* в РГР студенты начинают с подбора мощности, при которой будут получены требуемые контактные напряжения. Качество спроектированных передач студентами оценивается по критериям: расчетная передаваемая мощность, контактные напряжения вдоль линии зацепления, интенсивность абразивного износа (коэффициенты удельного скольжения). В РГР и в КР студенты проектируют по 3-4 передачи с одинаковыми габаритными размерами (без смещения, неравносмещенную, с

$\varepsilon_\alpha > 2$) и сравнивают их качество по названным критериям. Ниже приведен пример синтеза двух передач: нарезанной стандартным инструментом (рис.1) и нарезанной инструментом с увеличенной высотой зубьев и с $\varepsilon_\alpha > 2$ (рис.2).

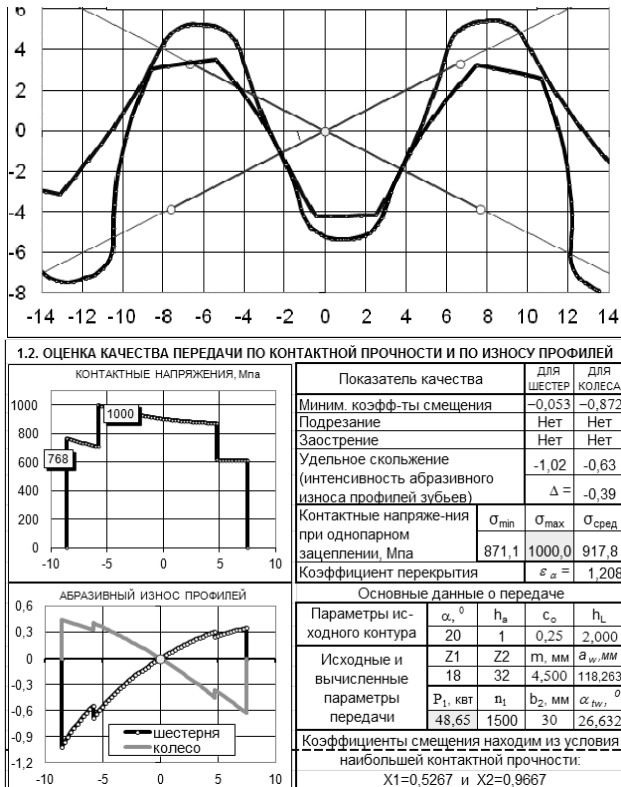


Рис. 1. Типичная эвольвентная передача

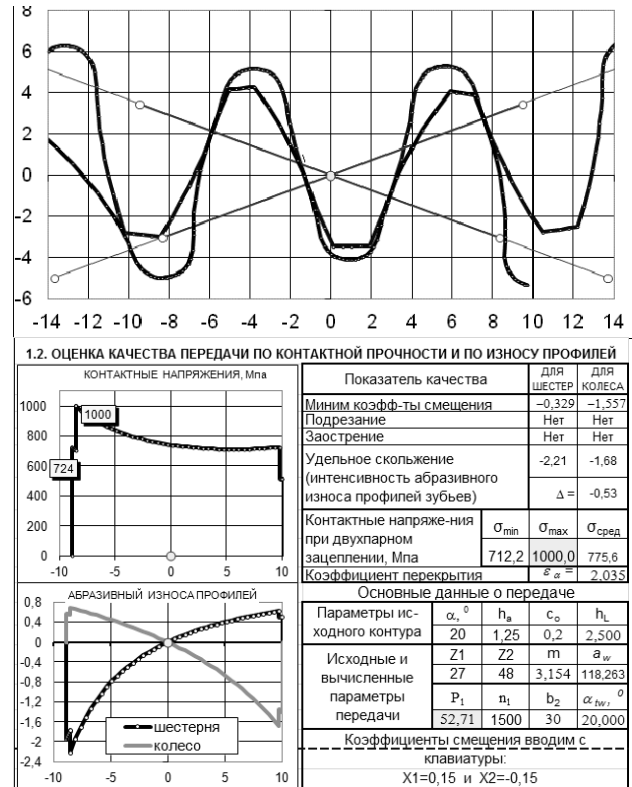


Рис. 2. Передача с коэфф. перекрытия $\varepsilon_\alpha > 2$

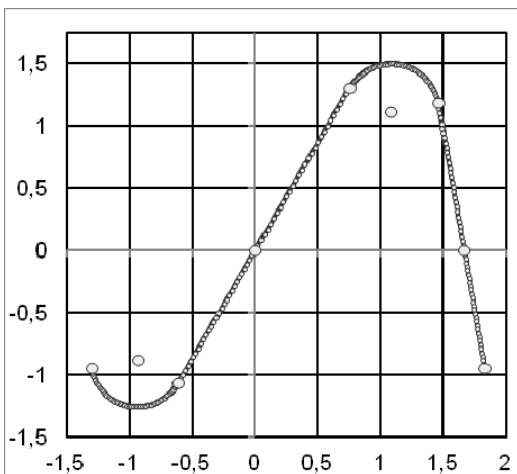


Рис. 3. Теоретический исходный контур для несимметричных зубьев (в долях модуля) при: $k_s=0,1$; $\alpha_L = 30^\circ$; $\alpha_L = 10^\circ$; $h_{п1} = 1,25$; $h_{п2} = 1,5$.

Параметры инструментов и передач приведены на этих рисунках под изображениями картин зацепления. Параметры передачи с $\varepsilon_\alpha > 2$ (рис. 2) назначаем, исходя из параметров передачи с $\varepsilon_\alpha < 2$ (рис. 1), так это делают в промышленности: в 1,5 раза уменьшаем модуль m , и увеличивая в 1,5 раза числа зубьев z_1 и z_2 ; коэффициент высоты головки зубьев h_a^* и, соответственно, h_L^* увеличиваем в 1,25 раза; коэффициент радиального зазора $c_0^*=0,2$ (вместо $c_0^*=0,25$) и угол исходного контура, как и прежде, $\alpha=20^\circ$. В передаче на рис. 2 модуль m дополнительно подобран так, чтобы в обеих передачах получить одинаковые межосевые расстояния: для более корректного сравнения передач по передаваемой мощности и возможности применения обеих передач в том же самом корпусе.

Студентами – авторами статьи – программа модернизирована и теперь позволяет проектировать передачи с несимметричными зубьями, обладающие рядом достоинств [4]. На рис.3 показан теоретический исходный контур для нарезания зубчатых колёс для такой передачи. Система параметров контуров в программе ТьюмГНГУ отличается от систем других авторов (например, разработанных для авиации [5]) и включает следующие 5 величин: два угла исходного контура (α_L – левого и α_R – правого); два коэффициента высоты ножки зубьев ($h_{п1}$ – шестерни и $h_{п2}$ – колеса); коэффициент продольной коррекции зуба рейки – k_s ($k_s=S_1/S_2$, где S – толщины зубьев по делительным окружностям, совпадающим с начальными). Остальные параметры контура, включая радиусы закруглений, h_L и h_R , вычисляются. Эту систему параметров используем и в неэвольвентных передачах.

2. Проектирование планетарных передач (Планетарная1.xls и Планетарная2.xls)

На рис. 4 показаны две планетарные передачи, нарисованные программами. В примере слева нарушено условие сборки. Программы используются для демонстрации в движении нарушения условия сборки и соседства в планетарных и в многопоточных передачах.

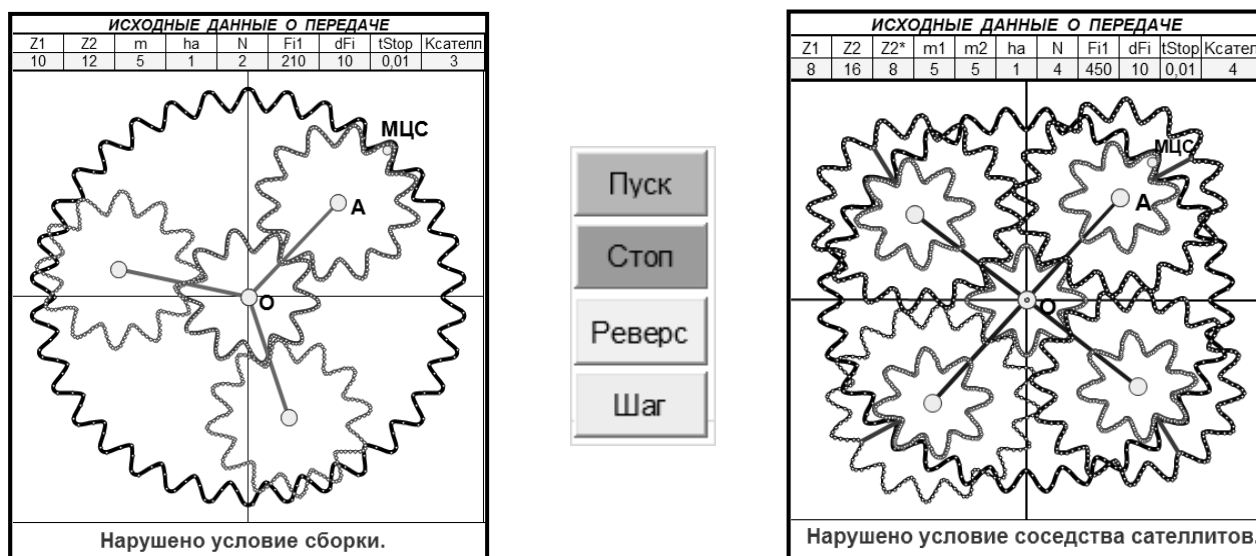


Рис. 4. Демонстрация нарушения условий сборки (симметрии) и соседства сателлитов

3. Проектирование трёхзвенных роторных механизмов (Ротор.xls и Ванкель.xls)

Наиболее интересны программы для студентов нефтегазового и транспортного направлений. На рис. 5 слева показан механизм с кинематическим отношением $i_{H1}=-4:5$ (число сторон ротора H $N=4$, тип=-1 – вращения кривошипа H и ротора 1 встречные), который применяют нефтяники [2] в винтовых забойных двигателях (при $i_{H1} \leq 9:10$) и в винтовых насосах (при $i_{H1} \geq 1:2$). На рис. 5. справа показан двигатель Ванкеля; в нём $i_{H1} = 3:2$ ($N=3$, тип =1).

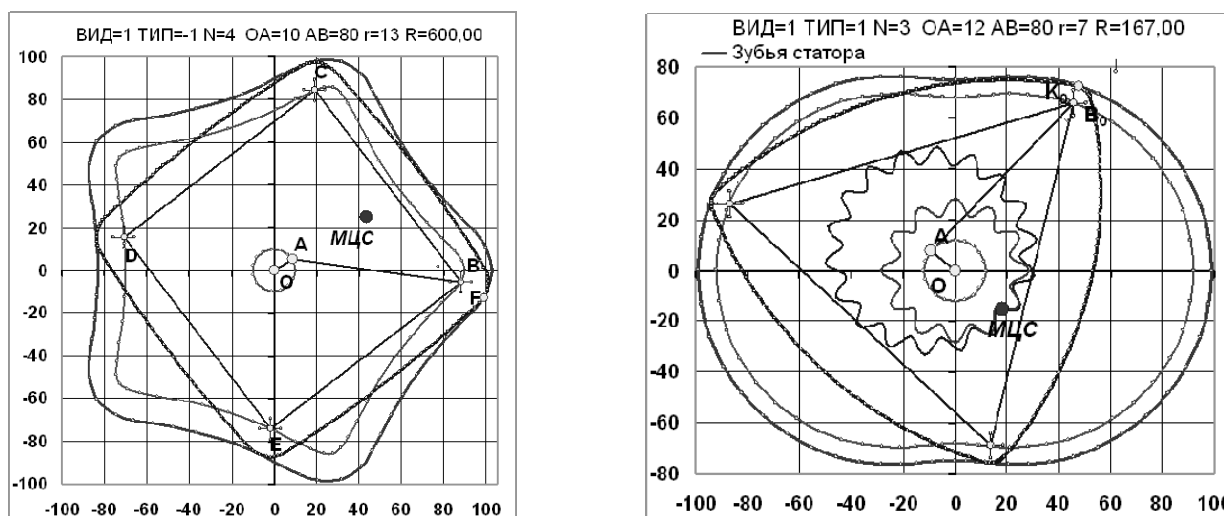


Рис. 5. Механизм винтового насоса и двигатель Ванкеля

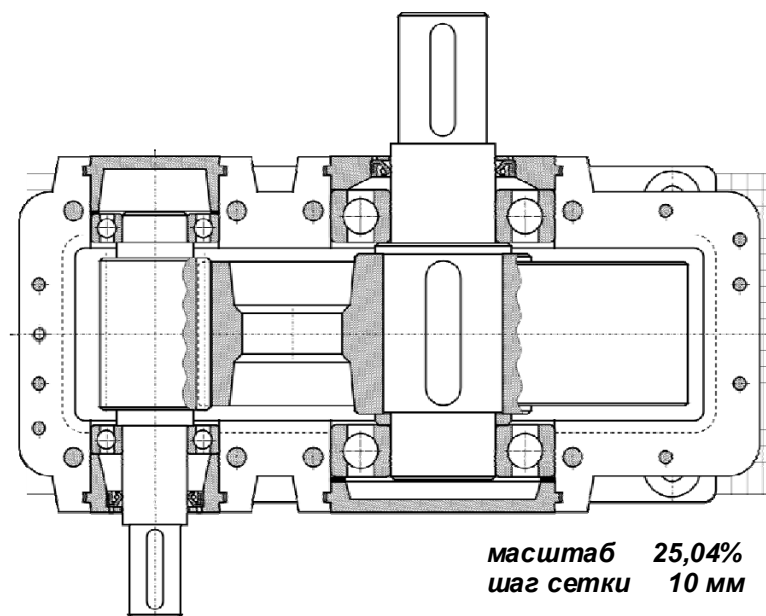
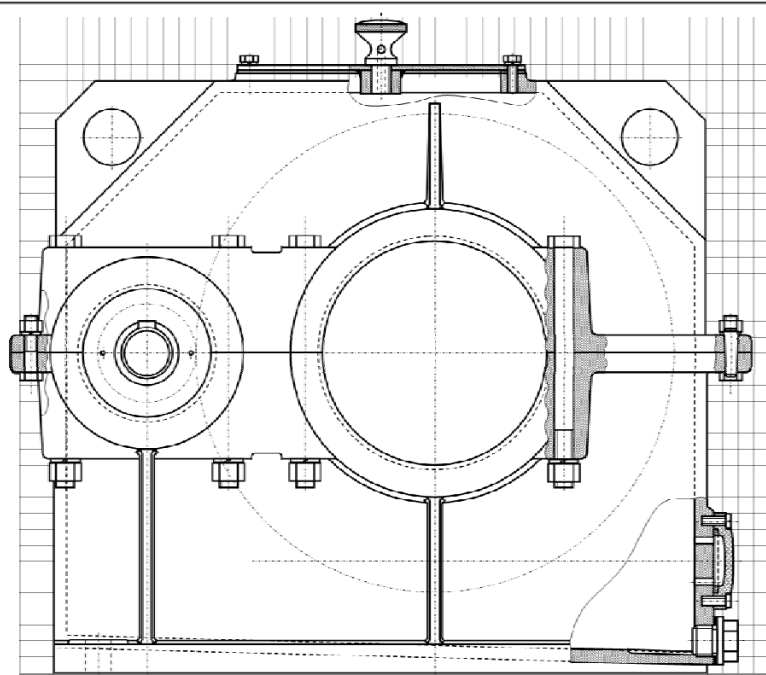
4. Конструирование одноступенчатых цилиндрических редукторов (*Редуктор1.xls*)

Программа предназначена для расчета и конструирования одноступенчатых цилиндрических редукторов – самой распространенной теме курсовых работ и РГР для студентов нефтегазового направления. Находит: параметры передачи; размеры корпуса, крышек, валов; серии подшипников и прочее. Параметры округляются до стандартных значений (длины болтов, размеры шпонок, сальников и т.п.). Результаты расчетов в двух файлах: *ФИО_Записка.xls* и *ФИО_Чертеж.xls*. В *ФИО_Записка.xls* – пояснительная записка в формате А4 с чертежами редукторов. Имеется два режима работы: обычный и исследовательский. В обычном режиме проектируется один редуктор; в исследовательском – несколько: при разных значениях одного из задаваемых параметров (мощности, передаточного числа, материалов и др.). Студент проводит анализ выполненного исследования. При этом он пишет дома в *ФИО_Записка.xls*, как изменяемый параметр влиял на конструкцию (расстояние между отверстиями под подшипники, конструкцию колеса и шестерни, число болтов и их установку и т.п.). И строит графики, наглядно показывающие зависимости, выявленные при исследовании. Студенты-дневники допускаются к работе с программой только после выполнения вручную основных расчетов и после предоставления миллиметровки с эскизной компоновкой сборки выходного вала редуктора с колесом и подшипниками. На рис. 6 дан пример редуктора, спроектированного студентом для курсовой работы. В настоящее время программа авторами статьи дорабатывается: вычисляем массу редуктора, расширяем выбор конструкций элементов редуктора (крышек, выходных концов валов, типов подшипников).

5. О других программах для учебного процесса и НИР студентов (*Кулачок.xls* и другие)

Программа *Кулачок.xls*: 1. Находит профиль кулачка. 2. Строит многие графики (углов давления; контактных напряжений в высшей паре с учетом усилия пружины и инертностей;

потерь мощности на трение и другие). 3. Показывает механизм в движении. 4. Оптимизирует параметры по критериям: углы давления, кривизны, контактные напряжения и другие (в том числе методами нелинейного программирования с использованием надстройки «Поиск решения»). 5. Позволяет исследовать влияния исходных параметров–аргументов (их до 10) на качественные показатели (их более 10). Более подробная информация о программе



ТЕХНИЧЕСКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА

$P_1 = 13,76 \text{ кВт}$ $u = 4,824$ $[\sigma]_H = 423 \text{ МПа}$ $a_w = 180 \text{ мм}$ $Z_1 = 17$ $m = 3,500 \text{ мм}$
 $P_1 = 970,0 \text{ об/мин}$ $\Psi_a = 0,500$ $T_2 = 632,0 \text{ Нм}$ $b_2 = 90 \text{ мм}$ $Z_2 = 82$ $\beta = 15^\circ 44' 26''$

РАСЧЕТНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ; ГАБАРИТЫ, ОБЪЕМ И МАССА:

$a_w = 171,3 \text{ мм}$ $L = 463 \text{ мм}$ $B = 378 \text{ мм}$ $H = 408 \text{ мм}$ $V = 171,3 \text{ литра}$ $m = 0,0 \text{ кг}$

Рис. 6. Пример чертежа из файла Денисова_Записка.xls

Кулачок.xls, а также о программах по рычажным механизмам содержится в работе в [1].

Заключение

1. Умеренное использование разработанных интерактивных анимационных программ:

- помогает прочувствовать движение механизмов и пробуждает интерес к их изучению;
- облегчает изучение теории механизмов и экономит время студента и преподавателя;
- прививает начальные навыки оптимизационного синтеза механизмов и машин.

2. Улучшение имеющихся программ и создание новых – хорошие темы для УИРС и НИРС.

3. Работа с программами развивает навыки работы в широко применяемых системах Excel и Word MS Office и имеет самостоятельную ценность.

Библиографические ссылки

1. *Бабичев Д.Т.* Компьютерное моделирование работы плоских механизмов и многовариантное конструирование одноступенчатых цилиндрических редукторов // Теория механизмов и машин. 2011. №2(18). С. 38-47. ISSN 2079-0201.
2. *Балденко Д.Ф., Балденко Ф.Д., Гноевых А.Н.* Винтовые забойные двигатели: Справочное пособие – М. Изд. “Недра”, 1999. – 375 с. ISBN 5-247-03831-2.
3. *Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А.* Геометрический синтез и компьютерное исследование равнопрочных цилиндрических прямозубых передач // Настоящий сборник.
4. *Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л.* Возможности несимметричных зубчатых передач // Вестник Машиностроения – 1986. № 4. С. 14-16.
5. *Дорофеев В.Л., Арнаудов К.Б., Дорофеев Д.В.* Назначение параметров исходного контура эвольвентных зубчатых колес с несимметричными зубьями // Вестник НТУ “ХПИ”: Харьков. 2011. № 29. С. 53-60. ISSN 2079-0791.

OPTIMIZATION SYNTHESIS OF TOOTH PROFILE AS CURVE SEGMENT ASSIGNED BY NATURAL EQUATION

*D. T. Babichev, DSc in Engineering, Professor, Tyumen State Oil and Gas University,
babichevdt@rambler.ru;*

D. A. Babichev, 1st category Engineer, «TyumenNIPIneft», doc3101@rambler.ru

Abstract: Conjugate profiles synthesis is considered as a variation task. It means that there is a search of not *parameters of specific line* (involute, parabolas, etc.), but *profiles equations* and their parameters. Variation of the curvature radius R is found as the function of the distance L along the profile: $R=R(L)$. Poly-arcs proposed in the first author's thesis are also applied. The example of gearing synthesis with analysis of profile sensitivity to interaxial distance variation (according to the second author's thesis) is given.

Keywords: spur gears, geometrical optimized synthesis

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ СИНТЕЗ ПРОФИЛЯ ЗУБА КАК ОТРЕЗКА КРИВОЙ, ЗАДАННОЙ НАТУРАЛЬНЫМ УРАВНЕНИЕМ

*Д. Т. Бабичев, доктор технических наук, профессор, Тюменский государственный
нефтегазовый университет, babichevdt@rambler.ru;*

Д. А. Бабичев, инженер 1-ой кат., ЗАО «ТюменьНИПИнефть», doc3101@mail.ru

Аннотация: Синтез сопряженных профилей рассматривается как вариационная задача. Т.е. ведётся поиск *не параметров конкретных линий* (эвольвент, парабола и др.), а *уравнений профилей* и их параметров. Находится зависимость изменения радиуса кривизны R , как функция расстояния L вдоль профиля: $R=R(L)$. Используются полидуги, предложенные в докторской диссертации первого автора. Приведен пример синтеза передачи с анализом чувствительности профилей к изменению межосевого расстояния (из диссертации второго автора).

Ключевые слова: цилиндрические прямозубые передачи, оптимизационный геометрический синтез

Введение

Нагрузочная способность передач зависит от многих факторов: материалов; их упрочнения; точности изготовления; применяемой смазки; геометрии зацепления. Привлекательным способом повышения нагрузочной способности передач является оптимизация их геометрии, т.к. позволяет из тех же материалов и при той же точности изготовления получить передачу с

большой нагрузочной способностью. Основным видом проектного расчета передач является их расчет на контактную прочность по Герцу. Поэтому, поиск профилей с высокой контактной усталостной прочностью рабочих поверхностей зубьев, является важной проблемой проектирования передач. Актуальность этой проблемы возрастает с расширением возможности обработки зубьев на многокоординатных станках с программным управлением.

В плоских зацеплениях поиск профилей зубьев с максимальной нагрузочной способностью передачи, можно проводить в разных математических постановках:

1. Как оптимизационный параметрический синтез, сводящийся к задаче нелинейного программирования в общей постановке – найти переменные, при которых целевая функция достигает экстремума, и выполняется ряд ограничений в форме неравенств и равенств (в СССР и России этот подход применяли для эвольвентных передач: В. А. Гавриленко [1], А. И. Болотовский [2], Э. Б. Вулгаков [3], В. И. Гольдфарб с А. А. Ткачёвым [4] и др.).

2. Как задача поиска не переменных, а функции (профиля зуба, который обеспечит заданный закон изменения выбранного качественного показателя вдоль линии зацепления). Такой подход впервые применил, по всей видимости, А. Lebek [5]. Метод долго был в забвении. Сейчас его развивают и используют в Украине В. П. Шишов [6], Б. С. Воронцов [7] и другие.

3. Как задача нелинейного программирования в общей постановке, отягощенная поиском двух неизвестных функций – профиля зуба и переходной кривой. Эту задачу можно рассматривать и как вариационную задачу поиска двух функций, реализующих экстремальное значение заданного функционала, но отягощенную функциями-ограничениями.

В названных задачах получить аналитическое решение ни в квадратурах, ни в элементарных функциях нельзя – синтезировать профили можно лишь численными методами. В данной работе рассмотрены особенности синтеза профилей зубьев во 2-ой постановке, которая сводится к численному решению дифференциальных уравнений связи геометрических параметров искомого профиля и параметров передачи с выбранным критерием работоспособности зубьев (например, с их усталостной контактной прочностью). Саму же эту задачу рассматриваем как важную составную часть более общей задачи в 3-ей постановке.

На рис. 1 приведена передача Лебека, взятая из [5]. Видно, что это доплюсная передача, в которой рабочий участок профиля шестерни $\approx 0,5$ высоты зуба. Внеплюсные передачи синтезировал и В.П.Шишов [6]. Мы ставим цель осуществлять синтез профилей и в передачах, где полюс зацепления может находиться в зоне зацепления. Методика и алгоритмы синтеза разработаны на основе проведенного анализа свойств пространства плоских зацеплений (по С.А. Лагутину [8]). Для этого создана методика отображения свойств пространства плоских зацеплений в виде двумерных полей любых качественных показателей [9], включая показа-

тели, зависящие от радиусов кривизны сопряженных профилей, что ранее никому не удавалось отобразить в виде функции двух переменных. На рис. 2 пример такого отображения.

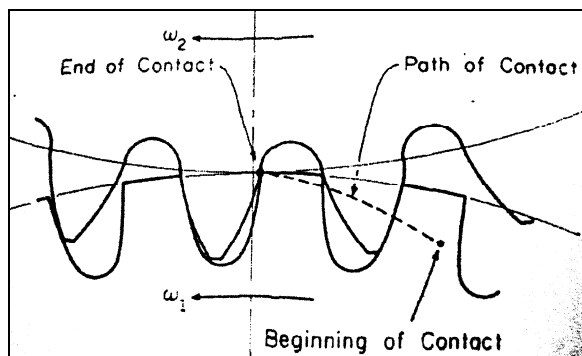


Рис. 1. Профили зубьев передачи, синтезированной Лебеком (Lebeck, Alan O., [5], 1970 г.)

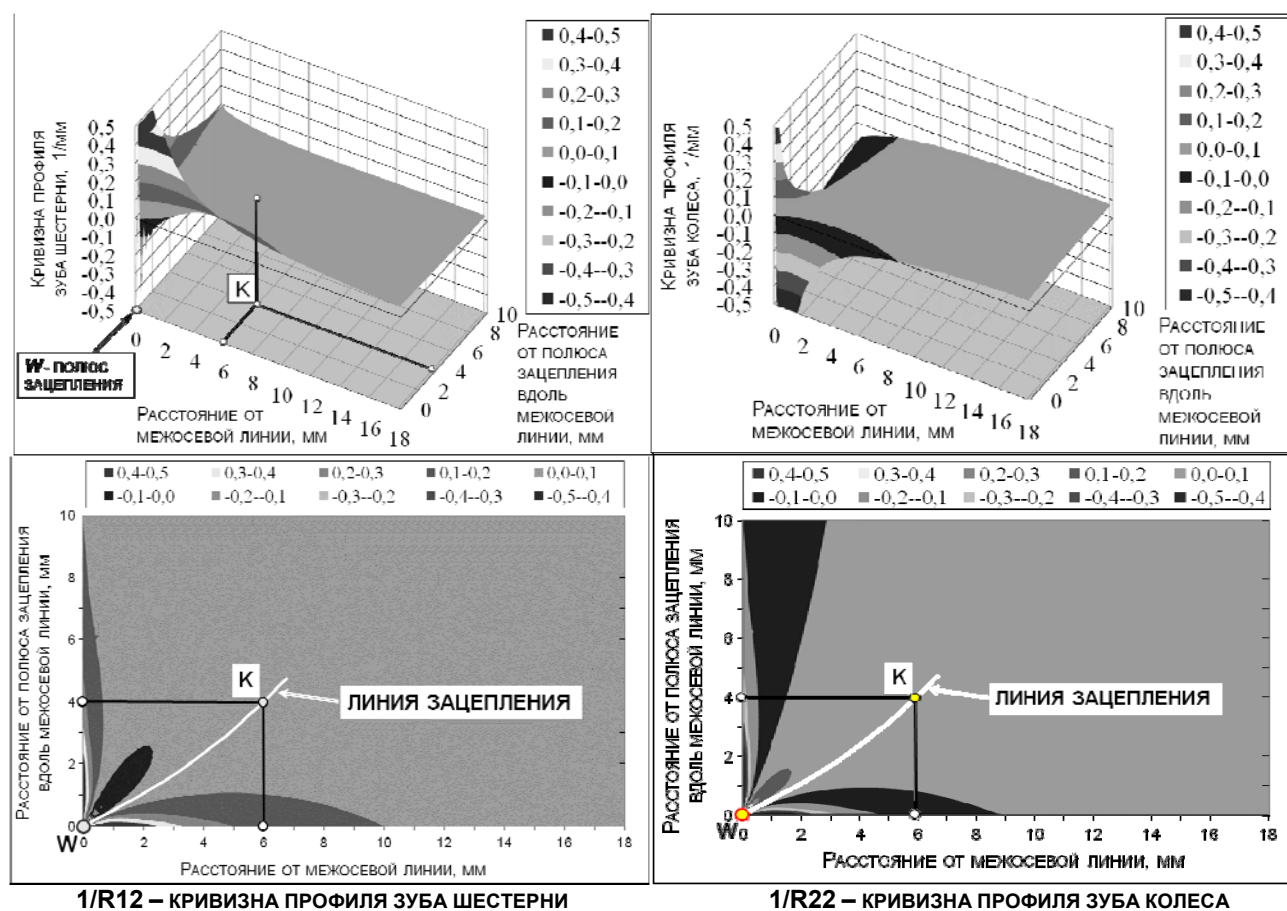


Рис. 2. Поля кривизны профилей зубьев шестерни и колеса

Важное свойство пространства плоских зацеплений, выявленное при его исследовании – двойственность задачи синтеза сопряженных профилей [9]. Т.е. одному заданному значению контактных напряжений в любой точке пространства плоских зацеплений соответствует две пары сопряженных профилей – с *большими* и с *малыми* (по модулю) радиусами кривизны.

На рис. 2 приведены для одной из исследованных передач поля кривизны шестерни и колеса с *большими* по модулю радиусами кривизны. Параметры этой передачи: $P_I=100$ кВт;

$n_1=4000$ об/мин; $a_w=100$ мм; $b_2=30$ мм; $[\sigma_H]=1000$ Мпа при $\varepsilon_\alpha<2$; передаточное число $u=2$. Из рис. 2 видно, что вдали от полюса зацепления и от границ зоны зацепления характер изменения кривизны обоих профилей плавный, нерезкий. Но на небольшом расстоянии от полюса зацепления W кривизны изменяются очень резко. Вблизи от W функции кривизны профилей зубьев имеют: на шестерне – “глубокую яму” с $1/R \rightarrow (-\infty)$; на колесе – “высокий пик” с $1/R \rightarrow \infty$. При этом, в полюсе зацепления на функциях кривизны шестерни и колеса существуют вертикальные прямые, уходящие в $1/R \rightarrow (\pm\infty)$. И линию зацепления надо подвести к этим прямым по крутым откосам между ямой и горой на высоте, примерно равной кривизне профилей в точке K (см. рис. 2 внизу). При мизерном изменении положения точки контакта около полюса W , резко изменяются кривизны сопряженной пары зубьев, что является причиной неустойчивости численных методов поиска сопряженных профилей, контактирующих в этом месте.

1. Основы разработанного метода синтеза профилей зубьев цилиндрических передач

1.1. *Синтез профиля начинаем с некоторой базовой точки*, расположенной на этом профиле и ассоциируемой: или с полюсом зацепления, или с начальной (конечной) точкой на линии зацепления, или с началом участка модификации (коррекции) профиля.

1.2. *Профиль зуба находим в виде его натурального уравнения* [10], т.е. как скалярную функцию $R=R(L)$, где L – расстояние текущей точки от расчетной, замеренное вдоль этой линии (L называют естественной криволинейной координатой). Достоинства использования в зацеплениях линий, задаваемых натуральными уравнениями, показаны в [11].

1.3. *Синтезируемые участки профилей есть полидуги*, т.е. наборы дуг окружностей и отрезков прямых, а в местах стыковки отдельных участков могут быть и изломы профилей [11]. Плоская полидуга описывается не уравнениями *координат точек* на ней, как принято в математике:

$$x = x(u); \quad y = y(u), \quad (1)$$

а задается уравнениями тройки параметров, *определяющих их форму и размеры* [11]:

$$k_i = M \cdot k(i,r), \quad L_i = M \cdot L(i,p) \quad (i=1 \dots n); \quad \alpha_i = \alpha(i,p) \quad (i=0 \dots n) \quad (2)$$

где: k , L – кривизна и длина i -той дуги окружности (отрезка прямой); α – угол излома в стыке соседних участков полидуги (в нашей задаче синтеза все $\alpha_i=0$, кроме стыков соседних полидуг); M – главный размер (аналог модуля); n – число участков в полидуге; p – параметр управления формой полидуги: плавно изменяемый или целочисленный (как в нашей задаче).

1.4. *Переходные кривые есть полидуги или дуги эллипсов*: *полидуги* – если проводится оптимизация формы переходной кривой по критерию минимума напряжений в ножке зуба; *дуги эллипсов* – если оптимизации нет или если она проводится по упрощенной методике.

1.5. *Оценка чувствительности найденных профилей к изменению межосевого расстояния a_w* . Её делаем, используя группу из 7 локальных показателей чувствительности передач к изменению a_w , предложенные в [12]. Это коэффициенты: **1)** k_{i12} – изменения передаточного отношения i_{12} ; **2)** k_δ – увеличения бокового зазора; **3-4)** $k_{\Delta S1}$ и $k_{\Delta S2}$ – перемещения точки контакта по профилям зубьев шестерни и колеса; **5)** $k_{\Delta S_w}$ – отставания колеса по начальной окружности; **6)** k_α – изменения угла зацепления; **7)** k_{Fr} – увеличения радиальной силы. Главными из них считаем: k_{i12} , $k_{\Delta S1}$ и $k_{\Delta S2}$. Используем и глобальные показатели: минимальные, средние и максимальные значения семи локальных показателей. Можно использовать и дополнительный глобальный показатель $k_{\epsilon\alpha}$ – коэффициент изменения торцового коэффициента перекрытия. При оценке используем графики локальных показателей и таблицы глобальных [12].

1.6. *Принципиальный алгоритм синтеза одного участка профиля зуба:*

- Найти или задать кривизну $k^{(1)}_i$ первого ($i=1$) отрезка профиля (в базовой точке – см. 1.1) на 1-ом зубчатом колесе: *найти вне полюса* из условия $\sigma_{Hi} = [\sigma_{Hi}]$ зацепления (с учетом двойственности задачи синтеза); или *задать в полюсе* (по весьма сложному алгоритму).
- Задав длину отрезка $L^{(1)}_i$ на 1-ом зубчатом колесе, найти координаты начальной и конечной точек этой дуги; найти две точки на линии зацепления и две сопряженные точки на 2-ом зубчатом колесе; вычислить кривизны в начале ($k^{(2)}_{\text{BEG } 1}$) и в конце ($k^{(2)}_{\text{END } 1}$) первого отрезка на 2-ом колесе (по формуле Эйлера-Савари).
- Повторяя предыдущие два пункта (с небольшой корректировкой), находим все отрезки и кривизны сопряженных профилей для одного синтезируемого участка линии зацепления.
- Аппроксимируем полидугой по методу Чебышева найденный участок на 2-ом колесе.
- Если базовая точка есть полюс зацепления, то в качестве 1-го зубчатого колеса всегда берём то, на котором синтезируется головка зуба (лучше сходимость численных методов).
- Все синтезированные (и ранее существующие) участки профилей и переходные кривые одного зуба или впадины (а возможно и зубчатого венца) объединяются в одну полидугу с единой естественной криволинейной координатой (и с единой нормированной [11]).
- Оценивается чувствительность синтезированной передачи к изменению межосевого расстояния по критериям работы [12]. На рис. 3, взятом из диссертации 2-го автора, приведены графики для такой оценки по 7-ти показателям одной из спроектированных передач.

2. **Общая принципиальная схема синтеза передач с высокой нагрузочной способностью**

На рис. 4 представлена принципиальная блок-схема синтеза профилей зубьев цилиндрических прямозубых передач: 7 вычислительных блоков (пронумерованные шесть прямоуголь-

ников и один ромб); 5 блоков интерактивного ввода и корректировки данных (параллелограммы); 3 блока отображения результатов при диалоге с пользователем (экран монитора). Блок 2 – главный синтезатор рабочих участков профилей зубьев шестерни и колеса. Блок 6 – главный синтезатор переходных кривых на зубьях шестерни и колеса. Блоки 3, 4 и 5 дают возможность выполнить в интерактивном режиме стыковку рабочих и переходных участков.

Была также разработана принципиальная схема коррекции и модификации профилей зубьев цилиндрических прямозубых передач, в том числе эвольвентных (её не приводим). Схема содержит 4 вычислительных блока; 3 из них имеют много общего с блоками 2, 5 и 7 на рис. 4.

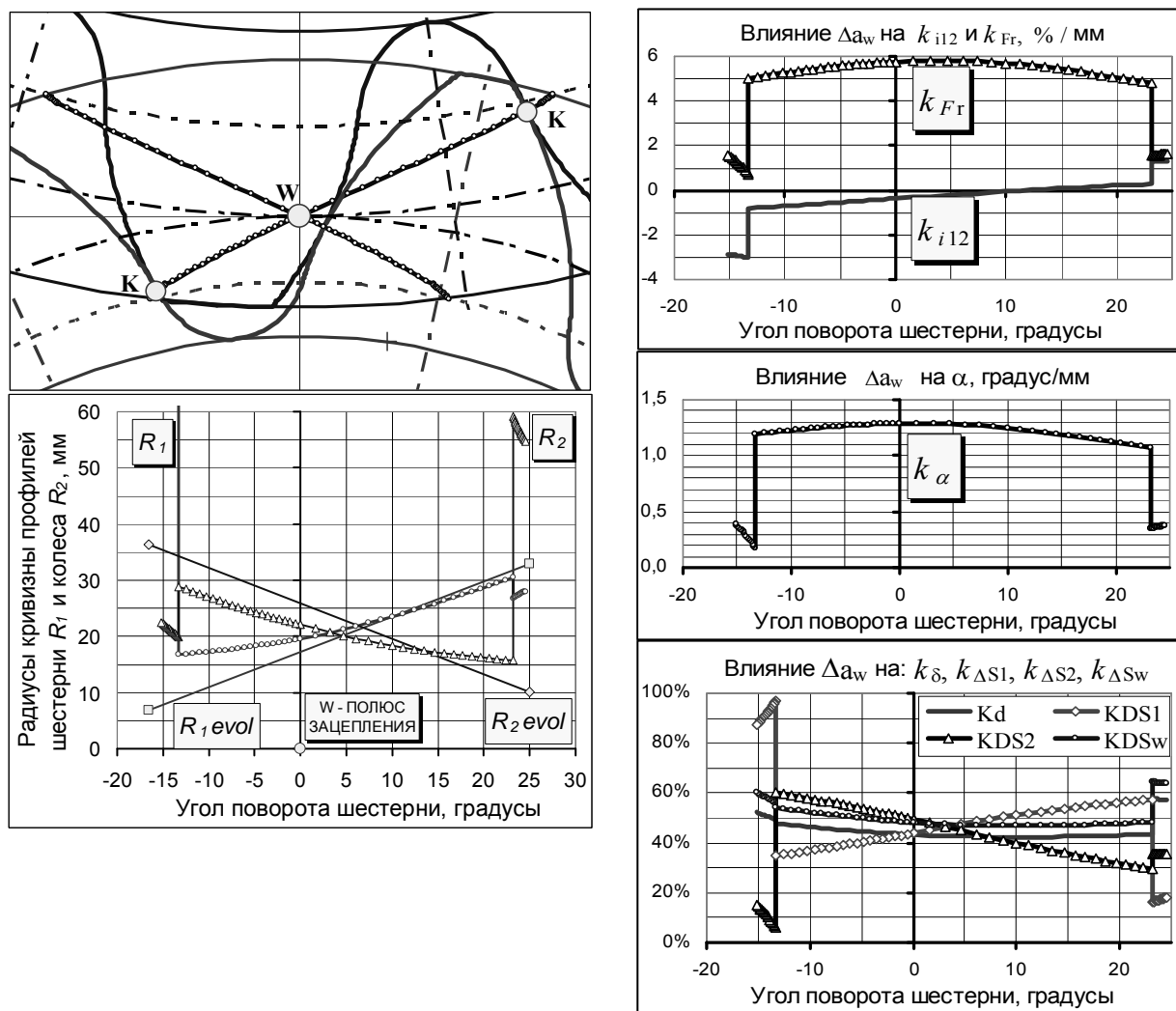


Рис. 3. Передача с $\sigma_H=1000/750$ МПа, $a_w=100$ мм, $b_2=23.44$ мм, $P=100$ кВт, $n_1=4000$ об/мин, $z_1=10$, $z_2=15$, $m_w=8$ мм: радиусы кривизны профилей; чувствительность передачи к Δa_w

Заклучение

1. Геометрический синтез передач можно рассматривать, как вариационную задачу поиска двух функций – рабочего профиля и переходной кривой – отягощенную ограничениями.

2. Проведена декомпозиция (см. блок-схему на рис. 4) вариационной задачи синтеза на:
 - синтез рабочих профилей зубьев по критерию максимума их контактной прочности;
 - синтез переходных кривых по критерию минимума напряжений в основании зубьев.
3. Полидуги – удобная форма представления синтезируемых профилей шестерни и колеса.
4. Созданы и опробованы методики, математические модели, алгоритмы и исследовательские программы для синтеза профилей зубьев с заданным законом изменения контактных Герцевских напряжений вдоль заданных участков синтезируемой линии зацепления.
5. Сделан пробный синтез десятков передач с $\sigma_H = \text{const}$ вдоль заданных участков линий зацепления, подтверждающий работоспособность созданных методик и программ [9, 12-15].

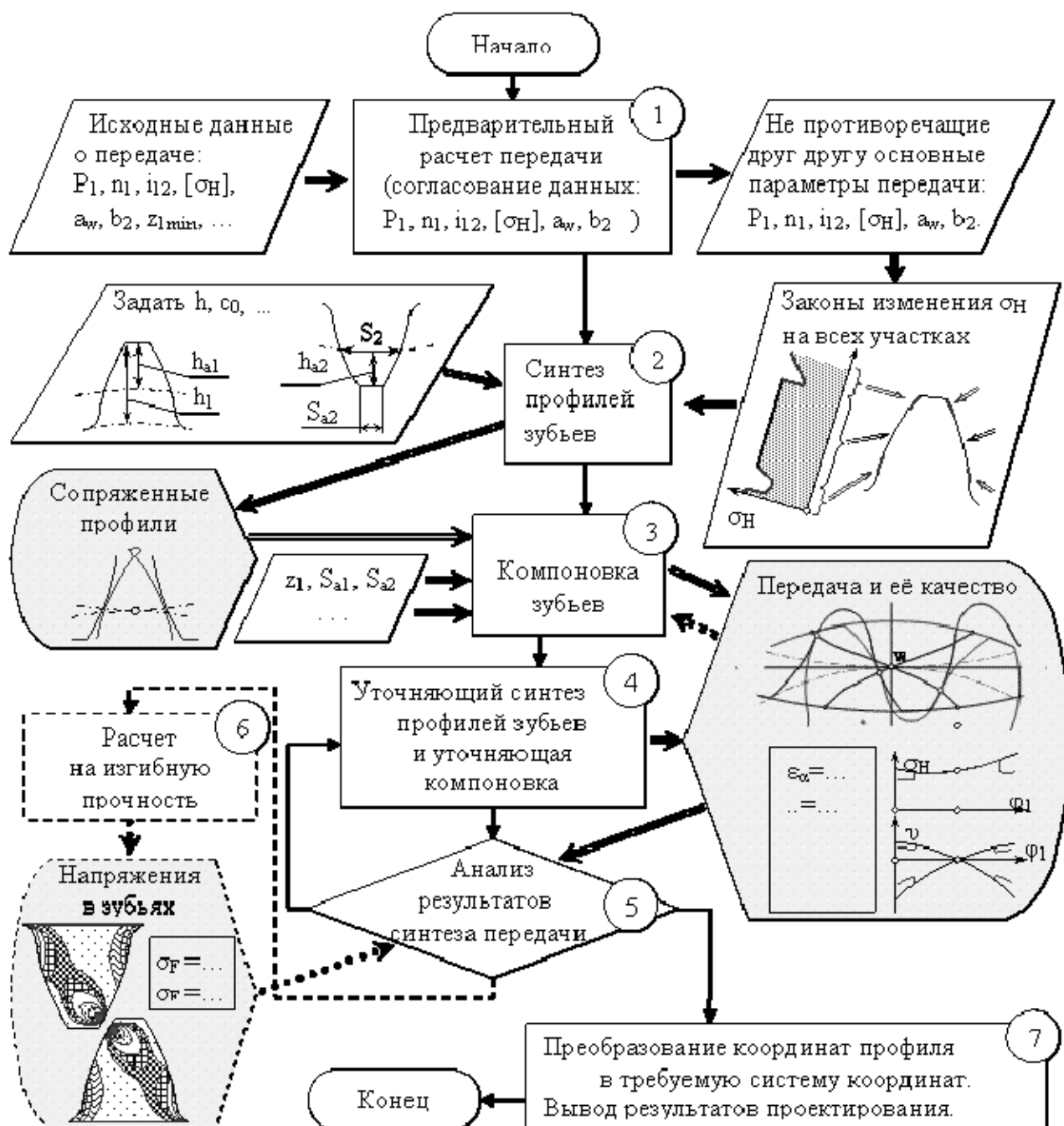


Рис. 4. Схема синтеза профилей зубьев с высокой нагрузочной способностью

Библиографические ссылки

1. *Гавриленко В.А.* Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. // М.: Машиностроение, 1969.– 431с.
2. *Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильев О.Ф.* и др. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач // М.: Машиностроение, 1986. –448с.
3. *Вулгаков Э.Б.* Теория эвольвентных зубчатых передач.–М.: Машиностроение, 1995.– 320с.
4. *Гольдфарб В.И., Ткачёв А.А.* Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. // Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.
5. *Lebek, Alan O., Radzimovsky E.I.* The synthesis of profile shapes and spur gears of high load capacity // Trans. ASME, 1970, В 92, #3, p. 543-551.
6. *Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В.* Теоретические основы синтеза передач зацеплением. // Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408 с.
7. *Воронцов Б.С.* Математическое обеспечение интерактивного синтеза передач зацеплением // Вестн. нац. техн. ун-та “ХПИ”. – Харьков: НТУ “ХПИ”. 2010. – №27. – С.49–54.
8. *Лагутин С.А.* Пространство зацепления и его элементы // Машиноведение. – 1987. № 4. – С. 69–75.
9. *Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А.* Основы концепции синтеза рабочих поверхностей зубьев цилиндрических передач, обладающих заданной контактной прочностью // Современное машиностроение. Наука и образование // Матер. 2-й Международ. научно-практич. конф. – Санкт-Петербург: Изд-во политех. ун-та. – 2012. – С. 150-160.
10. *Погорелов А.В.* Дифференциальная геометрия // М., Наука, 1969. – 176 с.
11. *Бабичев Д.Т.* Развитие теории зацеплений и формообразования поверхностей на основе новых геометро-кинематических представлений: Дисс... докт. техн. наук. – Тюмень, 2005. – 421 с; Автореф. дисс... докт. техн. наук. – Тюмень: ТюмГНГУ, – 2005. – 47с.
12. *Бабичев Д.Т., Бабичев Д.А., Сторчак М.Г., Тайсин А.Ю.* Показатели чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния // Вестн. нац. техн. ун-та “ХПИ”, – 2013. №40. – С. 9-17.
13. *Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А.* Основы синтеза профилей зубьев цилиндрических передач, обладающих повышенной контактной прочностью. // Вестн. нац. техн. ун-та “ХПИ”. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2012, №36. с. 10-19.
14. Entwicklung eines Konzepts zur Synthese zylindrischer Verzahnungen mit optimaler Wälzfestigkeit, Ergebnis des Forschungsaufenthalts eines Wissenschaftlers aus Russland, Arbeits- und Ergebnisbericht zum Vorhaben HE 1656/164-1, Uwe Heise, Institut für Werkzeugmaschinen Universität Stuttgart, 2013. – 23 с.
15. *Бабичев Д.Т., Кривошея А.В., Сторчак М.Г., Голованев В.А., Тайсин А.Ю.* О синтезе переходной кривой во впадине цилиндрических зубчатых колёс и червяков // Вестн. нац. техн. ун-та “ХПИ”. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2013. №41. – С. 7-14.

GEOMETRICAL SYNTHESIS AND COMPUTER INVESTIGATION OF EQUAL STRENGTH SPUR GEARS

*D. T. Babichev, DSc in Engineering, Professor of Tyumen State Oil and Gas University,
babichevdt@rambler.ru;*

*M. G. Storchak, DSc in Engineering, Institute for Machine and Tools, University of Stuttgart,
michael.storchak@ifw.uni-stuttgart.de;*

D. A. Babichev, 1st category Engineer, «TyumenNIPIneft», doc3101@rambler.ru

Abstract: Equal strength gears are gears for which Hertz contact stresses along the line of action are constant and equal to the assigned value. Examples of synthesis of such gears are given with different: number of teeth, gear ratios, contact ratios. The assessment is given for the sensibility of synthesized gears to variation of interaxial distance. The comparison is made of synthesized profiles with their involute analogs. Applications areas for equal strength gears are studied.

Keywords: spur gears, geometrical synthesis, non-involute tooth profiles, contact stresses

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ И КОМПЬЮТЕРНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАВНОПРОЧНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

*Д. Т. Бабичев, доктор технических наук,
профессор Тюменского государственного нефтегазового университета,
babichevdt@rambler.ru;*

*М. Г. Сторчак, доктор технических наук, научный сотрудник,
Институт станков и инструментов, университет Штутгарта,
michael.storchak@ifw.uni-stuttgart.de;*

Д. А. Бабичев, инженер 1-ой кат., ЗАО «ТюменьНИПИнефть», doc3101@mail.ru

Аннотация: Равнопрочными называем передачи, в которых вдоль линии зацепления контактные напряжения по Герцу постоянны и равны заданной величине. Приведены примеры синтеза таких передач с различными: числами зубьев, передаточными отношениями и коэффициентами перекрытия. Дана оценка чувствительности синтезированных передач к изменению межосевого расстояния. Сделано сравнение синтезированных профилей с их эвольвентными аналогами. Намечены области применения равнопрочных передач.

Ключевые слова: цилиндрические прямозубые передачи, геометрический синтез, неэвольвентные профили зубьев, контактные напряжения

Введение

В Тюменском нефтегазовом университете (ТюмГНГУ) и в институте станков университета Штутгарта (IfW US) выполняется совместная научно-исследовательская работа по синтезу профилей зубьев цилиндрических передач, обладающих максимальной нагрузочной способностью [1-4]. ТюмГНГУ специализируется на вопросах оптимизационного геометрического синтеза рабочих профилей зубьев и переходных кривых. IfW US специализируется: на исследованиях напряженно-деформированного состояния зубьев с использованием современных CAE систем, на оптимизационном синтезе переходных кривых, и на вопросах зубообработки синтезируемых профилей на многокоординатных станках.

В равнопрочных передачах вдоль всей линии зацепления (или на заданной её части) контактные напряжения по Герцу равны заданной величине. Особенности таких передач:

- Как и все равнопрочные конструкции, они имеют минимальные размеры и вес.
- В равнопрочных передачах отсутствует опасность подрезания зубьев.
- В отличие от эвольвентных передач, в них при изменении межосевого расстояния нарушается правильность зацепления. В частности, меняется передаточное отношение.
- Равнопрочные передачи образуют по второму способу Оливье: поверхность Σ_1 одного из зубчатых колёс задаётся (из условия $\sigma_H = \text{const}$), а поверхность Σ_2 другого колеса есть огибающая поверхности Σ_1 . Поэтому исходный контур рейки зависит от чисел зубьев z_1 и z_2 в передаче, а Σ_1 и Σ_2 изменяются при изменении даже одного из z_1 или z_2 .

1. Цель и задачи исследования равнопрочных передач

1. Установить, как влияют в них числа зубьев колёс на форму профилей и линию зацепления.
2. Сравнить контактные напряжения в них и в применяемых сейчас эвольвентных передачах.
3. Оценить их чувствительность к изменению межосевого расстояния.
4. Выявить свойства передач на разных участках линии зацепления (в фазах пересопряжения, вблизи полюса зацепления, при $\varepsilon_\alpha > 2$), и оценить: при каких параметрах передач, где на профилях и как следует модифицировать профили (в том числе, эвольвентные), чтобы увеличить или уменьшить контактные напряжения σ_H .
5. Установить предварительно области рационального применения равнопрочных передач.

2. Методика и примеры синтеза равнопрочных передач

Существует два подхода к задачам геометрического синтеза цилиндрических передач:

Подход 1 (оптимизационная задача) – нахождение числовых значений для нескольких геометрических параметров известного вида профиля зуба (например, поиск оптимальных коэффициентов смещения или параметров исходного контура для эвольвентных передач).

Подход 2 (вариационная задача) – нахождение функции (её вида и параметров), описывающей профиль зуба, дающий требуемое или экстремальное значение качественного показателя на всей линии зацепления (этот подход использовали А. Lebek [5] и В. П. Шишов [6]).

Синтез равнопрочных передач проводим, используя подход 2. Применяя компьютерные программы, созданные на основе методик, изложенных в [1-3]. Задавая в качестве исходных данных, в основном, все те параметры передач, которые обычно указывают при проверочных расчетах на контактную прочность. Синтез переходной кривой ведём по методике, описанной в [4]. Без оптимизации её параметров по критерию минимума напряжений в ножке зуба. На рис. 1 приведены 4 синтезированные передачи с передаточными числами $u = \{1, 2, 4, 9\}$, и с контактными напряжениями $\sigma_H = 1000$ МПа в средней части линии зацепления. В передачах одинаковы: **а)** передаваемая мощность ($P_1 = 100$ кВт); **б)** параметры и размеры шестерни и колеса ($z_1 = 15$, $m_w = 6,667$ мм, $d_{w1} = 100$ мм, $b_2 = 36$ мм, $h_{a1}^* = h_{a2}^* = 1$, $S_{a1} = S_{a2}$, $c_0^* = 0,2$; **в)** угол зацепления ($\alpha_w = 25,568^\circ$). В передачах задано и получено $\sigma_H = 750$ МПа в начале и в конце зацепления (предполагая, что вся сила передается через одну точку касания профилей). На рис. 1 показаны также линии зацепления: в равнопрочных и, в эквивалентных им, эвольвентных передачах. В полюсе зацепления W эти линии зацепления касаются друг друга. В передачах при изменении u изменялись a_w и n_1 . Частоту вращения шестерни n_1 брали такой, чтобы при постоянных P_1 , d_{w1} , b_2 , z_1 и α_w , во всех передачах получить в полюсе W $\sigma_H = 1000$ МПа.

На рис. 2–3 показано влияние передаточного числа u на радиусы кривизны профилей шестерни (R_1) и колеса (R_2) в равнопрочных (на участке с $\sigma_H = 1000$ МПа) и в эвольвентных передачах. Значения R даны в процентах от среднего значения $R_1 = R_2 = 28,77$ мм, при которых в полюсе зацепления W контактные напряжения $\sigma_H = 1000$ МПа. На рис. 4 приведены радиусы кривизны R_1 и R_2 в синтезированной и в эвольвентной передачах при $u = 2$. Из рис. 2–4 видно, что:

- На ножках зубьев в равнопрочных передачах R_1 значительно больше, чем в эвольвентных.

В обеих передачах: R_1 и R_2 плавно увеличиваются от ножки зубьев к их головкам; с увеличением $u - R_1$ уменьшаются, а $R_2 -$ растут (и очень сильно для эвольвентных профилей).

На рис. 5 показано влияние передаточного числа u на напряжения σ_H в эвольвентных передачах. В сравнении с равнопрочной передачей, в которой: **а)** на основном участке линии зацепления $\sigma_H = 1000$ МПа = const; **б)** в начале и в конце зацепления σ_H снижены до 700 МПа.

На рис. 6 приведены ещё две синтезированные равнопрочные передачи с $\sigma_H = 1000$ МПа: при малых числах зубьев на шестернях. Видно, что активные участки профилей на ножках шестерен заходят внутрь основных окружностей эвольвентных шестерен с такими же r_{w1} . Эти передачи вполне работоспособны: так при $z_1 = 3$ угол зацепления в полюсе $\alpha_w = 25,57^\circ$, а

угол давления на колесо (без учета сил трения) плавно уменьшается от $\alpha_{MAX}=44,3^0$ до $\alpha_{MIN}=8,8^0$.

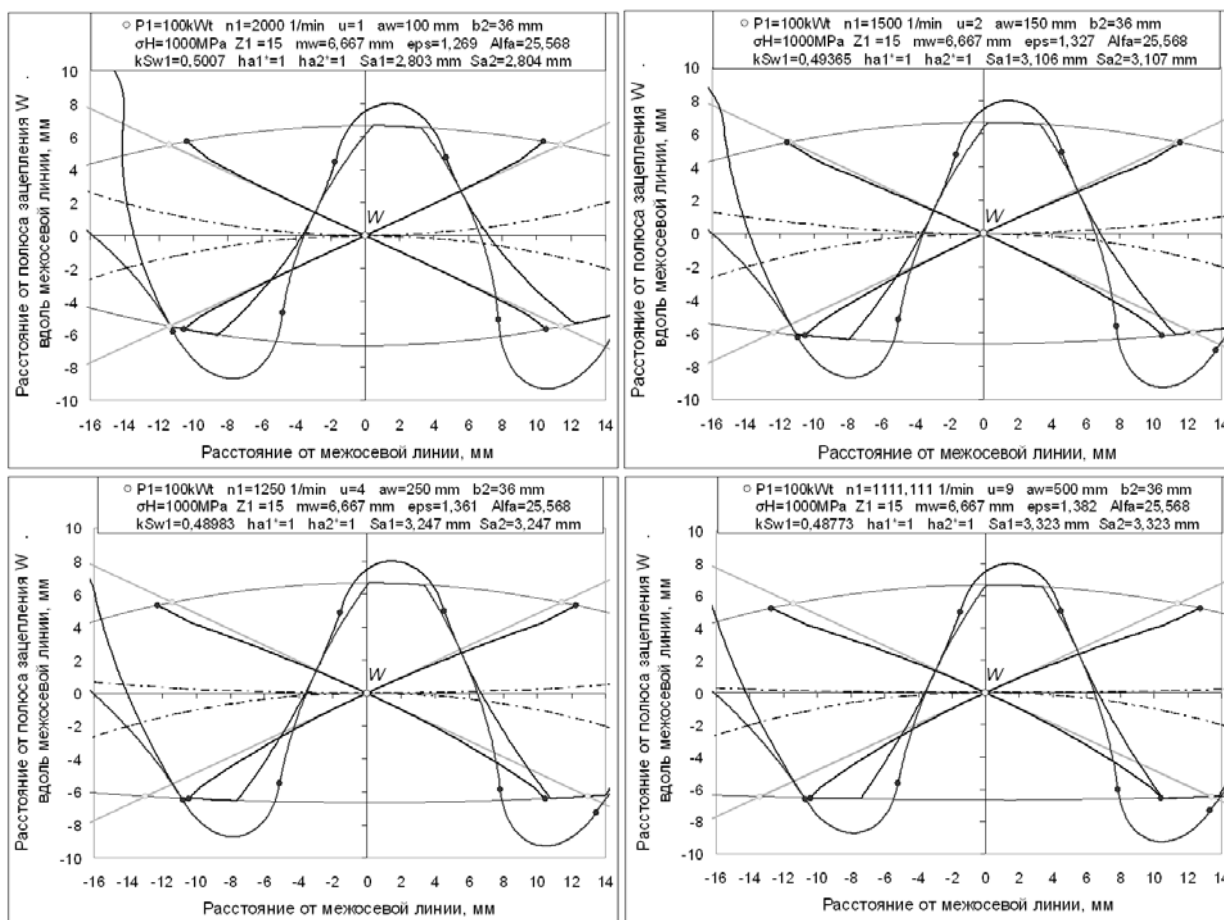


Рис. 1. Примеры синтеза равнопрочных передач с коррекцией профилей на участках начала и окончания контакта зубьев (при передаточных числах: $u=1, 2, 4, 9$).

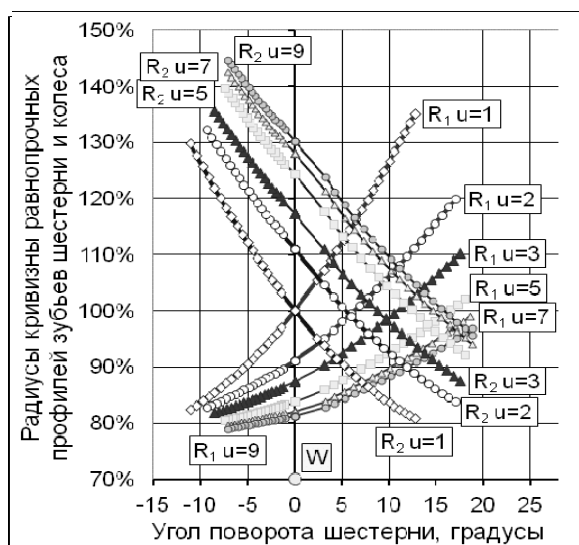


Рис. 2. Радиусы кривизны шестерни (R_1) и колеса (R_2) в равнопрочных передачах

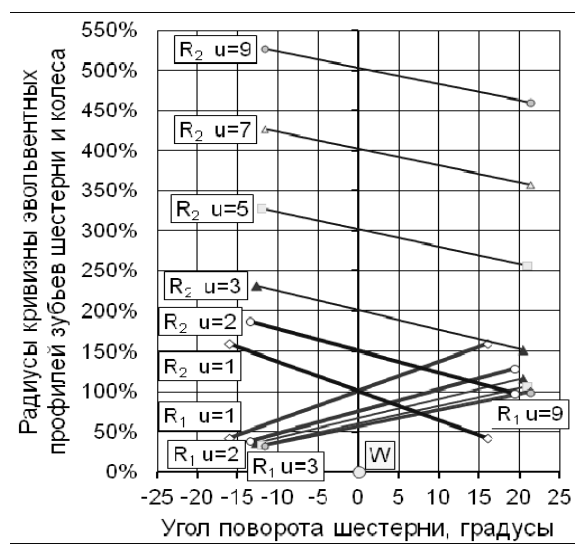


Рис. 3. Радиусы кривизны шестерни (R_1) и колеса (R_2) в эвольвентных передачах

Переходные кривые во впадинах зубьев во всех передачах на рис. 1 и 6 – дуги эллипсов [4]. Вместе с профилями и линиями зацепления получены и профили производящих реек (на рис. 1 и 6 не показаны). Синтезированные передачи не являются оптимальными. Это лишь примеры синтеза равнопрочных передач по разработанным алгоритмам и исследовательским программам. Программ оптимизации по контактным и изгибным напряжениям пока нет.

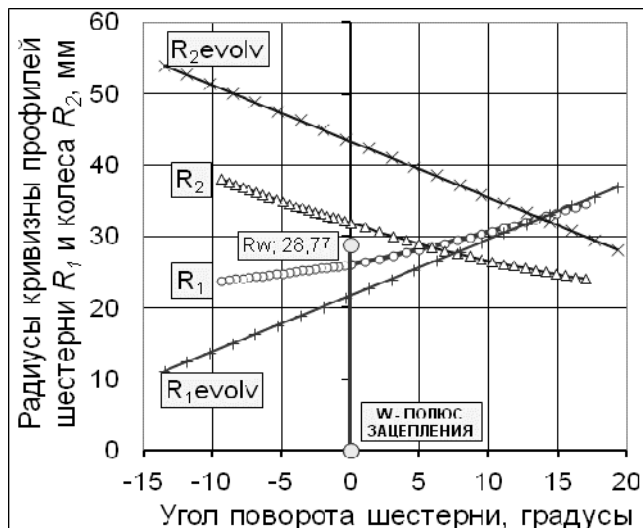


Рис. 4. Радиусы кривизны R_1 и R_2 профилей в эвольвентной и равнопрочной передачах с $u=2$

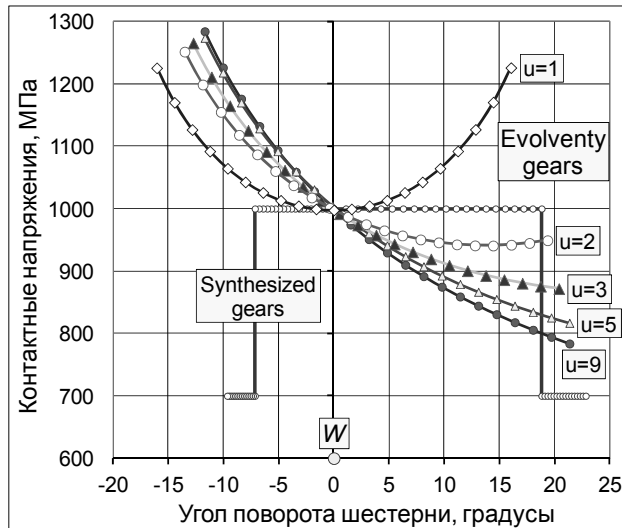


Рис. 5. Контактные напряжения σ_H в равнопрочной и в эвольвентных передачах

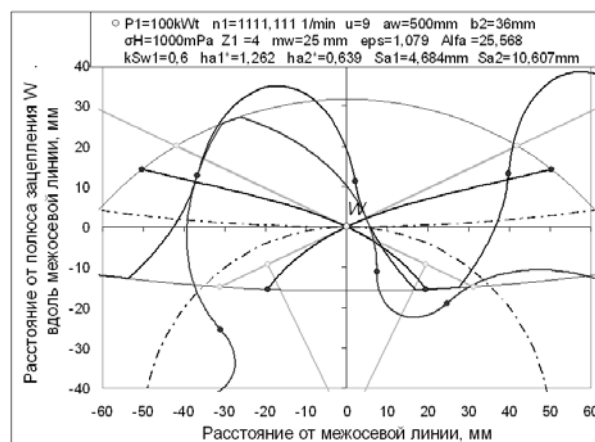
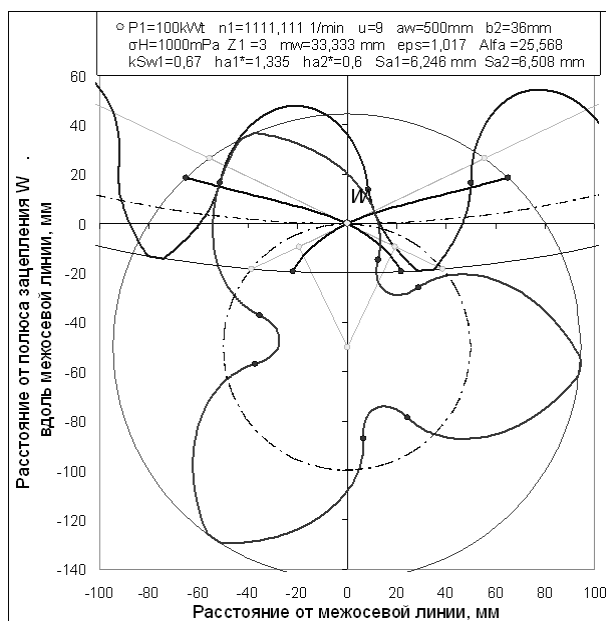


Рис. 6. Примеры равнопрочных передач с параметрами: $a_w=500$ мм, $d_{w1}=50$ мм, $b_2=36$ мм, $P=100$ кВт, $n_1=1111,1$ об/мин, $\sigma_H=1000$ МПа=const; при числа зубьев шестерни: $z_1=3$ (слева) и $z_1=4$ (справа)

На рис. 7 показаны радиусы кривизны профилей в передаче по рис. 6 с $z_1=3$. В ней профиль зуба шестерни близок к дуге окружности с $R_1 \approx 31$ мм (при начальном радиусе $r_{w1}=50$ мм!).

Важный показатель передач – их чувствительность к погрешностям взаимного положения зубчатых колёс. В [7] предложена система показателей чувствительности цилиндрических

передач к изменению в них межосевого расстояния a_w , включающая 7 коэффициентов. На рис. 8 представлены зависимости одного из них (коэффициента k_{i12} изменения передаточного отношения) от угла поворота шестерни, т.е. вдоль линии зацепления. На рис. 8а – для передачи по рис. 6 с $z_1=3$. Видно, что наибольшее отклонение i_{12} , равное $\approx -0,016$ (при $i_{12}=9$), будет в начальный момент касания зубьев, *если увеличим a_w на 1мм*. Если же a_w увеличим на 0,2 мм, то отклонение i_{12} будет равно $-0,016 \cdot 0,2 = -0,0032$. Из рис. 8б – для передач по рис. 1 с $z_1=15$ и $u=1 \dots 9$ – следует, что при модификации любых профилей (в т.ч. эвольвентных) на участках начала и окончания контакта зубьев, *для снижения контактных напряжений σ_H за счет увеличения приведённого радиуса кривизны*, всегда получаем рост важного качественного показателя k_{i12} . Это плохо. Но возрастание k_{i12} можно сильно уменьшить за счёт подбора величины и закона изменения σ_H вдоль модифицируемых отрезков профилей зубьев.

Были получены (см. [8]) и проанализированы графики и остальных 6-ти коэффициентов чувствительности цилиндрических передач к Δa_w – изменению межосевого расстояния a_w .

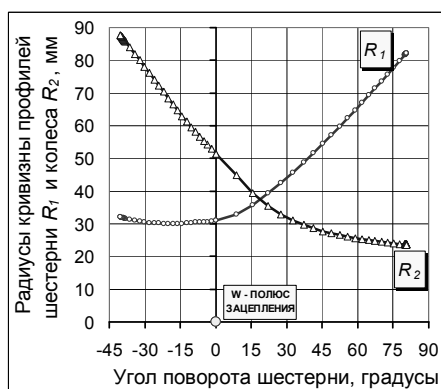


Рис. 7. R кривизны профилей в передаче с $z_1=3$ и $z_2=27$;

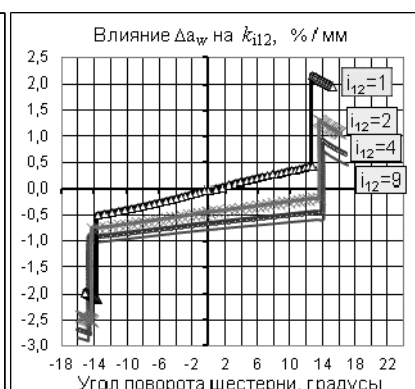
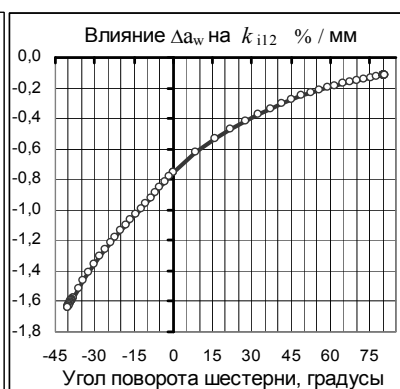


Рис. 8. Влияние Δa_w на передаточное отношение i_{12} :
а) передача с $z_1=3$ и $z_2=27$; б) передачи с $z_1=15$, $z_2=15-135$

Заключение

1. Разработаны методики и компьютерные программы, позволяющие синтезировать сопряженные профили, дающие требуемые значения контактных напряжений σ_H на всей линии зацепления или заданной её части (в том числе, при модификации эвольвентных передач).

2. В равнопрочных передачах форма зубьев (рис.1) и радиусы кривизны профилей R_1 и R_2 (рис. 2), в отличие от эвольвентных передач (рис. 3), слабо зависят от числа зубьев. При этом R_1 и R_2 меньше, чем в эвольвентных передачах изменяются вдоль профилей (рис 4).

3. Максимальные напряжения σ_H в эвольвентных передачах с $z_1=15$ примерно на 25% больше, чем в равнопрочных (рис. 5); это выигрыш равнопрочных по силе на 56%: $(1,25^2-1)$.

4. Применение равнопрочных передач целесообразно, по нашему мнению:

- а) при малых z_1 (от $z_1=3 \dots 4$) в передачах и шестеренчатых насосах или гидродвигателях;
- б) в заплоских передачах при ведущей шестерне и в доплоских – при ведущем колесе;

- в) в передачах с $\varepsilon_\alpha > 2$ и полюсом зацепления в зоне трёхпарного касания;
 - г) при коррекции профилей (в том числе – эвольвентных) в зонах пересопределения зубьев.
5. В принципе, можно синтезировать профили зубьев по комплексному критерию качества $F = F(k_{i12}, \sigma_H)$ так, чтобы были приемлемы и σ_H , и k_{i12} – чувствительность i_{12} к Δa_w .
6. Актуально продолжение исследований в направлениях:
- а) синтез профилей с задаваемым законом изменения σ_H вдоль линии зацепления;
 - б) использование других критериев качества: толщины масляной плёнки, комплексных критериев качества $F = F(k_{i12}, \sigma_H)$ и других.

Библиографические ссылки

1. *Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А.* Основы концепции синтеза рабочих поверхностей зубьев цилиндрических передач, обладающих заданной контактной прочностью // Современное машиностроение. Наука и образование // Матер. 2-й Международ. научно-практич. конф. – Санкт-Петербург: Изд-во политех. ун-та. – 2012. – С. 150-160.
2. *Бабичев Д.Т., Сторчак М.Г., Бабичев Д.А.* Основы синтеза профилей зубьев цилиндрических передач, обладающих повышенной контактной прочностью. Вестн. нац. техн. ун-та “ХПИ”. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2012, №36. с. 10-19.
3. Entwicklung eines Konzepts zur Synthese zylindrischer Verzahnungen mit optimaler Wälzfestigkeit, Ergebnis des Forschungsaufenthalts eines Wissenschaftlers aus Russland, Arbeits- und Ergebnisbericht zum Vorhaben HE 1656/164-1, Uwe Heise, Institut für Werkzeugmaschinen Universität Stuttgart, 2013. – 23 с.
4. *Бабичев Д.Т., Кривошея А.В., Сторчак М.Г., Голованев В.А., Тайсин А.Ю.* О синтезе переходной кривой во впадине цилиндрических зубчатых колёс и червяков // Вестн. нац. техн. ун-та “ХПИ”. Харьков: НТУ “ХПИ”. – 2013. №41. – С. 7-14.
5. *Lebek, Alan O., Radzimovsky E.I.* The synthesis of profile shapes and spur gears of high load capacity // Trans. ASME, 1970, В 92, #3, p. 543-551.
6. *Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В.* Теоретические основы синтеза передач зацеплением. – Луганск: СНУ им. Даля, 2006. – 408 с.
7. *Бабичев Д.Т., Бабичев Д.А., Сторчак М.Г., Тайсин А.Ю.* Показатели чувствительности цилиндрических передач к изменению межосевого расстояния // Вестн. нац. техн. ун-та “ХПИ”, – 2013. №40. – С. 9-17.
8. *Бабичев Д.Т., Бабичев Д.А.* Оптимизационный синтез профиля зуба, как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением // Междунар. симпозиум «Теория и практика зубчатых передач – 2014» – Ижевск: – 2014. (В печати).

AN EXPERIMENTAL TEST VALIDATION OF A NON-CIRCULAR GEAR TRAIN

G. Balbayev, Almaty University of Power Engineering and Telecommunication, Kazakhstan,

gani_b@mail.ru;

M. Ceccarelli, PhD, Professor, University of Cassino and South Latium, Italy,

ceccarelli@unicas.it

Abstract: This paper presents experimental tests of non-circular gear train with a slider-crank mechanism. The aim of the paper is to outline experimentally output characteristics of non-circular gear train. The experimental set up consists of accelerometers, encoder, linear transducer, amplifier and acquisition cards with proper virtual instruments in Lab View Software. Results are discussed to characterized typical outputs of the investigated gearing system.

Keywords: Mechanical Transmission, Gears, Non-Circular Gear, Experimental Test, Analysis

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА НЕКРУГЛЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Г. Балбаев, Алматинский университет энергетики и связи, Казахстан,

e-mail: gani_b@mail.ru;

М. Чекарелли, к.т.н., проф., University of Cassino and South Latium, Италия,

e-mail: ceccarelli@unicas.it

Аннотация: В работе представлены экспериментальные испытания некруглых зубчатых колес с кривошипно-ползунным механизмом. Цель доклада – представить экспериментально выходные характеристики некруглых колес. Экспериментальный стенд состоит из акселерометров, энкодера, датчика перемещений, усилителя карт сбора и обработки данных с соответствующим виртуальным инструментарием в программной среды Lab View. Обсуждаются результаты, характеризующие типичные выходные данные исследуемой зубчатой системы.

Ключевые слова: механические трансмиссии, зубчатые передачи, некруглые зубчатые колеса, экспериментальные испытания, анализ

Introduction

The paper shows an experimental test with non-circular gear train. This mechanism is designed to obtain a specific motion law. Non-circular gears can be used in a large variety of mechanical systems. Non-circular gears can generate variable gear ratio and useful in mechanisms where a specific motion law is required, namely in printing presses, automatic equipment, textile industry and packaging machines [1, 2]. This solution can be designed as a planetary gears with non-circular

gears, which can be used to generate a variable ratio [1].

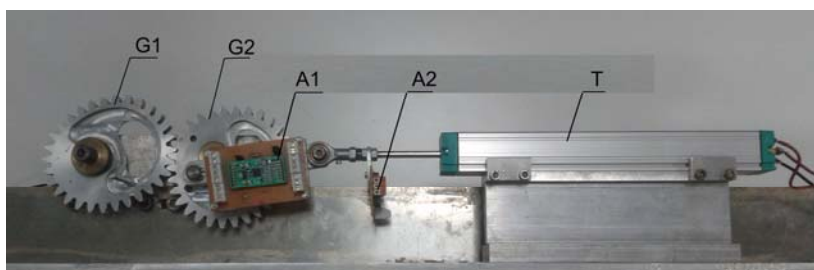
A theoretical and experimental investigation of sidebands of planetary gear sets is described in [3]. Here the validity is demonstrated through an experimental study. An experimental set up and measurement system are developed to perform sideband measurements by using gear sets that are qualitatively different in terms of their predicted sideband outcome.

An experimental test methodology for measurement of spur gear efficiency under high-speed and variable torque conditions is described in [5]. In this study test methodology has been developed with a precision torque system.

In this paper experimental test is considered with non-circular gear train which can generate a specific motion law. The contribution of this paper is study the output parameters of non-circular gear train through the experimental test.

1. An experimental layout

An experimental test with non-circular gear train is presented in Fig.1 and 2. In Fig1 (a) and (b) views of system set up are shown with non-circular gear train. The system has two non-circular gears with 30 number of teeth each. The distance between the two axis is 100 mm on the frame. The servo motor, accelerometers, encoder, linear transducer and acquisition system have been used for experimental test. A scheme of the experimental test is shown in the Fig. 2. For experimental test Lab View software has been used with NI USB 6009 acquisition card, [9]. Accelerometers A1 and A2 have been used to determine acceleration of the slider and link, [7]. The motor with the amplifier have been used in order to give the motion to the system. An encoder with Phidget 1047 acquisition card has been used to monitor the angle of the shaft, [8]. A linear transducer has been used in order to measure the displacement of the slider during one full rotation of the gear, [10]. Main characteristics of the components in this test-bed are given in Table.



(a)

Fig. 1. A view of the test-bed of non-circular gear train:
(a) front view (A1 and A2-accelerometers)



(b)

Fig. 1. A view of the test-bed of non-circular gear train:
(b) top view (M-motor, E-encoder, T- linear transducer)

Table. Characteristics of the components of the test-bed in Figs. 1 and 2

Components	Characteristics
Non-circular gear 1	30 teeth
Non-circular gear 2	30 teeth
Servomotor	20 watt
Encoder	360 ⁰ Continuous
Linear transducer	3 watt
Accelerometer	3 axis, DC-SS009, range 3,3V-5V
Data acquisition cards	NI USB 6009; Phidget 1047
Software	Lab View 2010

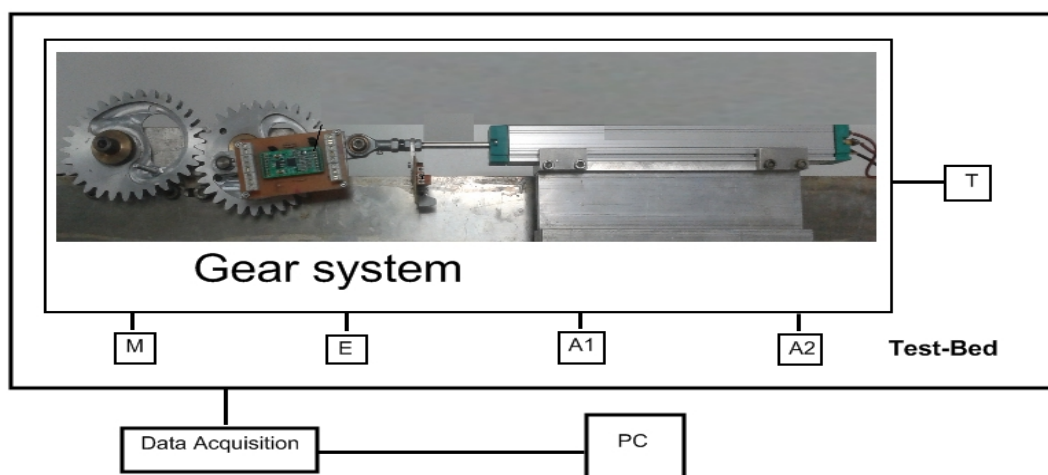


Fig. 2. A scheme for the test-bed with non-circular gear train, Fig.1 and Table 1:
(M-servomotor, A1 and A2-accelerometers, E- encoder T- linear transducer)

2. Experimental results

Experimental tests have been carried out on the mechanical test-bed in Fig. 1 (a) and (b). In this paper two cases of experimental tests are considered with constant input speed. The first experimental test has been done without using of an external load and results are reported in Figs 3-6. The second test has been done with using of a load by braking the driven shaft and results are reported in Figs. 8-11.

In Fig. 3 displacement of the slider is shown with respect to time during a test with a maximum displacement of 40 mm. The measured acceleration of slider is reported in Fig. 4, as obtained by using an accelerometer A1 on the slider, Fig. 1 (a). The accelerations of the coupler along X and Y axis are presented in Figs. 5 and 6. These accelerations are obtained by using the accelerometer A2 on the coupler in Fig. 1 (a). The noise in the plots which appears in each cycle can be thought as due mainly to friction at gear teeth contacts, vibrations and backlashes.

This phenomenon appears when the gear G1 works with a maximum load, Fig.11(a). This maximum load can take place as shown in Fig.11(a) during a small α_a angle and the distance L in Fig.11 (a and b) is small and at this moment can be energy loss. The distance L changes continuously in each rotation of the gears. This mechanism works with specific motion law and continuously changeable transmission ratio. Plots of experimental test without applying a load also show an evidence of backlashes. Next experimental tests with a load have been done to avoid backlash affects. The following observations can be elaborated to identify a phenomenon such as shock of contacts.

Results of experimental tests with a load are reported in Figs. 7-10. In this case experimental test has been done by braking the driven shaft. The angular position of the driven shaft is presented in Fig. 10, which is monitored by using encoder E in Fig. 1 (b). The angular velocity of the driven shaft without a load is 41,6 rpm and with a load is 25 rpm. After applying a load to the driven shaft the angular velocity decreases. Measured acceleration of the slider with load is presented in Fig. 7. The noise in the plot describes the friction effects at gear teeth contacts. Measured accelerations of the coupler with a load are reported in Figs. 8-9. These plots also have noises which are cyclic. The plots of experimental test without applying a load have much more noises than experimental test with a load. This is because in this case the gear system has backlash. Experimental test with a load can give a clear picture of friction at gear teeth contacts. All results show that the gear G1 works with a maximum load in α_a angle, Fig. 11 (a) and it depends on distance L_a . This angle corresponds to the noises in the plots. In Fig. 11 (b) the gear G1 works with less friction in α_b angle and depends on distance L_b .

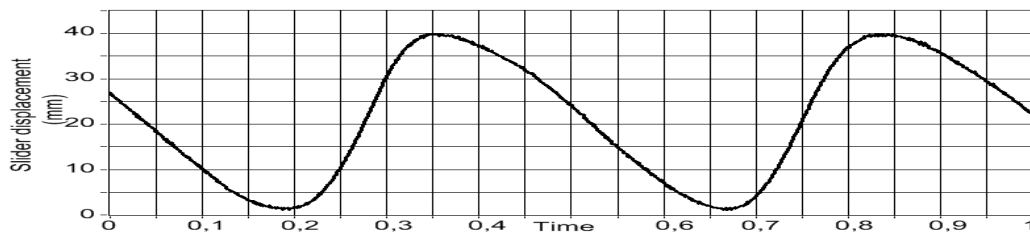


Fig. 3. Measured displacement of the slider during a test

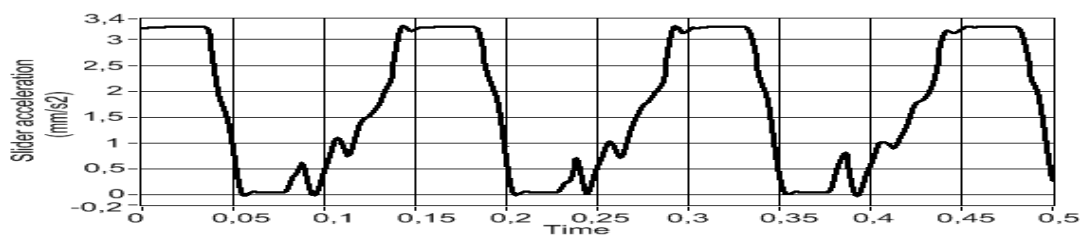


Fig. 4. Measured acceleration of slider along X-axis versus time during the test

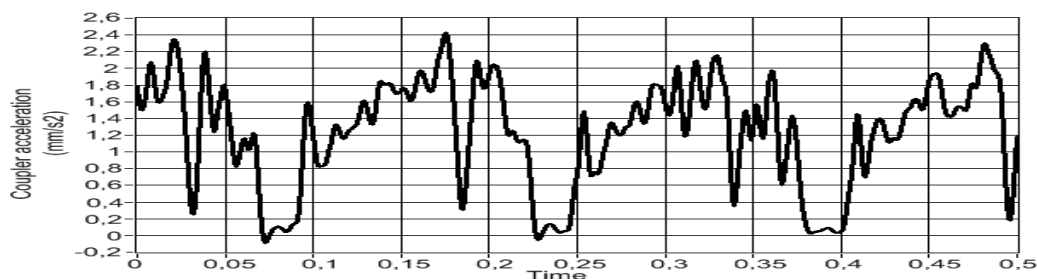


Fig. 5. Measured acceleration of coupler along Y-axis versus time during the test

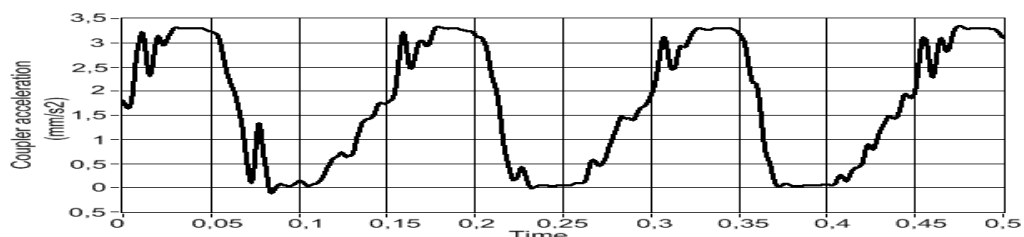


Fig. 6. Measured acceleration of coupler along X-axis versus time during the test

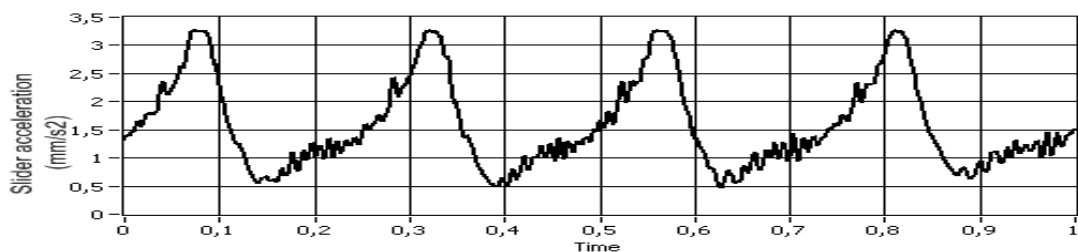


Fig. 7. Measured acceleration of slider with load along X-axis versus time during the test

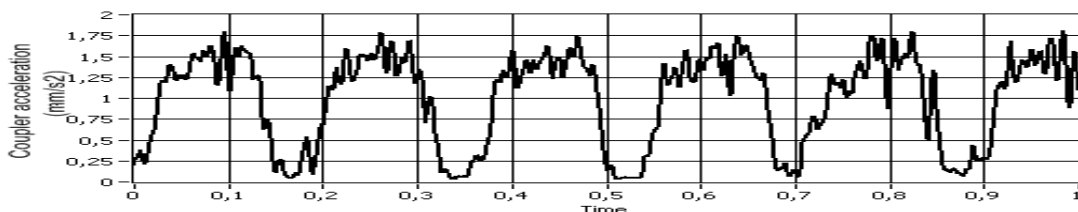


Fig. 8. Measured acceleration of coupler with load along Y-axis versus time during the test

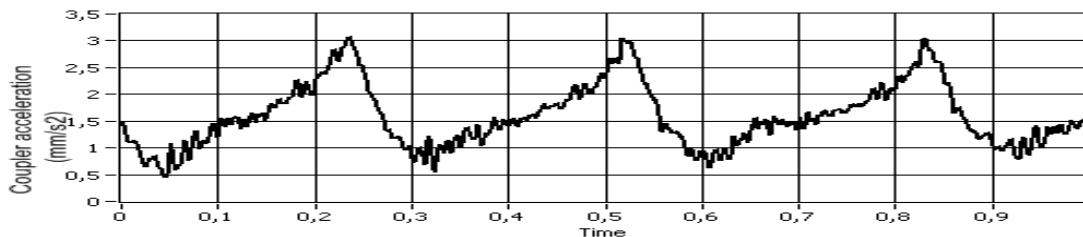


Fig. 9. Measured acceleration of coupler with load along X-axis versus time during the test

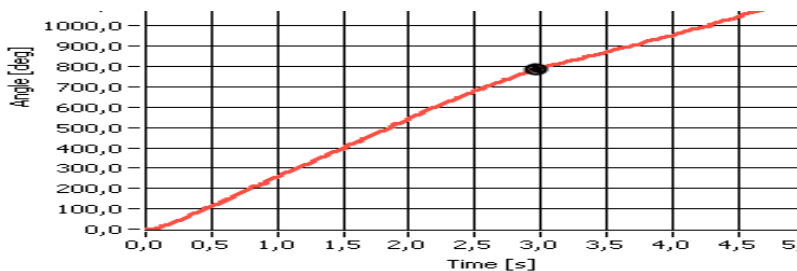


Fig.10. Measured angular position of the driven shaft with load

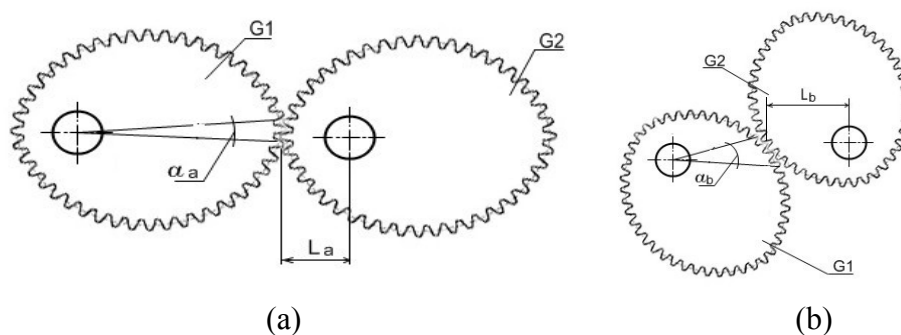


Fig. 11. Schemes for parameters affecting test output:
(a) at maximum sensitivity; (b) at minimum sensitivity

Conclusion

A mechanism with non-circular gear train has been studied through experimental tests. Experiments have been carried out to measure the angular velocity of the driven shaft, displacement of the slider, accelerations of the slider and coupler without a load and with a load by braking the driven shaft. Considering all results it is possible to identify friction at gear teeth contacts in each cycle with a maximum value can take place in small angle for the gear teeth in contacts.

Acknowledgments

The first author acknowledges JSC Center of International Program "Bolashak" of Republic of Kazakhstan for supporting his PhD study and research at LARM in Cassino in A.Y. 2012-2013.

References

1. *Mundo D.*, Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears // *Mechanism and Machine Theory.* – 2006. – N 41. – pp. 456–472.

2. *Ottaviano E.; Mundo D., Danieli A.G., Ceccarelli M.* Numerical and Experimental Analysis of Non-Circular Gears and Cam-Follower System as Function Generators // Mechanism and Machine Theory. – 2008. –N 8. – pp. 996-1008.
3. *Inalpolat M., Kahraman A.* A theoretical and Experimental Investigation of Modulation Sidebands of Planetary Gear Sets // Science Direct, Journal of Sounds and Vibration. –2009. – pp.1-20.
4. *Jadhav V.S., Wadka S.B.* Analitical and Experimental Evaluation of Gear Tooth Stress with Holes in Gear Body // AMMT-7 National Conference on Advances in Materials and Manufacturing Technology, Chandigarh. – 2007. – pp. 375-379.
5. *Petry-Johnson T.; Kahram A., Anderson E., Chase D.* Experimental Investigation of Spur Gear Efficiency // Proceedings of the ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Las Vegas. –2007. –pp. 1-12.
6. *Mantriota G., Pennestri E.* Theoretical and Experimental Efficiency Analysis of Multi-Degrees-of-Freedom Epicyclic Gear Trains // Multibody System Dynamics. –2003. –N 9(4). – pp. 389-408.
7. 3-Axis Acceleration Sensor Board, User’s Guide. Available from <http://www.sure-electronics.com> Accessed: 2013-03-05.
8. EN - Rotary Optical Encoder, Bourns, Datasheet. Available from <http://www.bourns.com> Accessed: 2013-03-12.
9. NI USB-6008/6009 User Guide and Specifications, National Instruments. Available from www.ni.com/manuals Accessed: 2013-03-12.
10. Rectilinear Displacement Transducer with IP protection, Gefran, Datasheet. Available from <http://www.gefran.com> Accessed: 2013-03-12.

ACCELERATED AND CERTIFICATION TESTS FOR QUASISTATIC AND FATIGUE STRENGTH OF ENGINEERING POLYMERIC COMPOSITES USED IN DRIVE SYSTEM COMPONENTS

*V. L. Basinyuk, DSc in Engineering, Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus,
vladbas@mail.ru;*

*V. E. Starzhinsky, DSc in Engineering, V.A Belyi Metal Polymer Research Institute NAS of Belarus,
star_mpri@mail.ru;*

*A. I. Mardosevich, PhD in Engineering, Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus,
mardlen@mail.ru;*

M. P. Lobkova, Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus

Abstract: The problems of organizing and performing accelerated tests of engineering polymer composites in a wide temperature interval on quasistatic and fatigue strength are considered. In accordance with proposed technique, the dependence of plastic mechanical properties from above mentioned factors is found by a single cycle of testing. Such an approach can reduce duration and labor intensity at essential rise of informativity.

Keywords: engineering composite plastics, accelerated tests

УСКОРЕННЫЕ И СЕРТИФИКАЦИОННЫЕ ИСПЫТАНИЯ НА КВАЗИСТАТИЧЕСКУЮ И УСТАЛОСТНУЮ ПРОЧНОСТЬ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИТОВ ДЛЯ КОМПОНЕНТОВ ПРИВОДНЫХ СИСТЕМ

*В. Л. Басинюк, доктор технических наук, Объединенный институт машиностроения
НАН Беларуси, vladbas@mail.ru;*

*В.Е. Старжинский, доктор технических наук, Институт механики металлополимерных
систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, star_mpri@mail.ru;*

*Е. И. Мардосевич, кандидат технических наук, Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси, mardlen@mail.ru;*

М. П. Лобкова, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Аннотация: Рассмотрены вопросы организации и проведения ускоренных и сертификационных испытаний на квазистатическую и усталостную прочность конструкционных полимерных композитов для компонентов приводных систем, обеспечивающие получение достоверной информации об их механических свойствах в расширенном рабочем диапазоне температур и скоростей нагружения при сокращении на порядок и более длительности и трудоемкости проведения испытаний и высокой информативности.

Ключевые слова: конструкционные полимерные композиты, ускоренные испытания

Введение

Анализ условий функционирования полимерных композитов конструкционного назначения в современной мобильной технике показывает, что реальные тепловые режимы хранения, транспортировки и функционирования деталей и узлов из полимерных композитов с учетом внутренних источников нагрева могут варьировать:

– максимальным диапазоном температур от -55°C до $+85^{\circ}\text{C}$ ($+125^{\circ}\text{C}$ при близком расположении к ДВС);

– диапазоном рабочих температур, который составляет от -30°C до $+60^{\circ}\text{C}$.

В ряде случаев детали из полимерных материалов должны сохранять свои свойства при вибрационных нагрузках. К приведенному выше следует добавить, что работающие в современных динамически нагруженных узлах машинах полимерные композиты подвергаются механическим воздействиям в достаточно широком диапазоне скоростей растяжения, сжатия и изгиба. Это целесообразно учитывать при проведении ускоренных и сертификационных испытаний. Как следствие, существенно возрастают трудоемкость и длительность испытаний, в основном связанные с продолжительностью достижения заданных тепловых режимов и рассеиванием получаемых результатов, обуславливающим необходимость использования для обеспечения достоверности испытаний значительного числа образцов, каждый из которых, как правило, испытывается отдельно.

Использование современных подходов к планированию и проведению испытаний, а также специализированных средств, в ряде случаев, позволяет существенно сократить трудоемкость, длительность и себестоимость проведения испытаний.

Краткий литературный обзор

Методики испытаний полимерных материалов представлены в различных источниках научно-технической и нормативной документации [1-8]. К их общему недостатку можно отнести длительность испытаний при необходимости достоверного определения на партии образцов механических характеристик полимерных материалов при пониженных и повышенных температурах в заданном диапазоне скоростей растяжения, что связано с длительностью процесса охлаждения или нагрева каждого образца. При значительном рассеивании результатов необходимо испытывать относительно большие партии образцов. Достаточно сложен одновременный учет одновременного воздействия температуры, скорости растяжения или сжатия и виброн нагруженности.

Основной задачей исследований была разработка способа ускоренных испытаний полимерных композитов конструкционного назначения, позволяющего в результате его реализации получить аналитическую инженерную зависимость, позволяющую комплексно учитывать воздействие таких факторов, как температура, скорость растяжения или сжатия и виброн нагруженности.

Методические подходы к проведению ускоренных испытаний

В основу решения поставленной задачи был принят предложенный авторами [9] методический подход для определения в процессе испытаний аналитической зависимости модуля упругости конструкционных сталей от температуры их нагрева или охлаждения. При его реализации с использованием образца из исследуемого материала предварительно определяется модуль упругости путем его упругого деформирования при нормальной температуре, а затем этот же образец нагревают и охлаждают до заданных температур, выдерживают до установления равномерного температурного поля по всему объему материала образца и осуществляют его деформирование в зоне упругой деформации с одновременным фиксированием величины и усилия сопротивления деформированию. По результатам измерений рассчитываются соответствующие температурам модули упругости и определяется функция влияния температуры на модуль упругости исследуемого материала.

Данный подход был модифицирован с учетом особенностей полимерных материалов и возможностей учета большего числа приведенных выше факторов, включая влияние на модуль упругости этих материалов кроме температуры скорости растяжения или сжатия и виброн нагруженности.

В предложенном методе испытаний предварительно при нормальной температуре и регламентированной методикой ГОСТ 11262 скорости растяжения или сжатия определяется относительное удлинение в зоне упругой деформации, прочность исследуемого материала при разрыве или разрушении и среднее значение модуля упругости партии из 12 образцов.

В последующем 6 из этих образцов одновременно охлаждают до минимальной из рассматриваемого диапазона температур и три из них растягивают с минимальной скоростью растяжения до разрушения, а другую часть охлажденных образцов растягивают с максимальной скоростью растяжения до разрушения. Остальные 6 образцов нагревают до наиболее высокой из рассматриваемого диапазона температур и одну часть из нагретых образцов растягивают с минимальной скоростью растяжения до разрушения, а другую часть нагретых образцов растягивают с максимальной скоростью растяжения до разрушения.

На каждой паре режимов испытаний первый образец растягивают на величину Δl , после чего, не разгружая первый образец, не прерывая процесса растяжения и не изменяя скорости процесса растяжения, одновременно с первым образцом растягивают на величину Δl второй образец, увеличивая до $2\Delta l$ величину растяжения первого образца, затем, не разгружая первый и второй образец, одновременно с ними растягивают на величину Δl третий образец, увеличивая до $2\Delta l$

величину растяжения второго образца и до $3\Delta l$ третьего образца и, не прерывая процесса растяжения, доводят все образцы до разрушения. Величину Δl определяют из соотношения:

$$\Delta l_{1,2} = 0,25 \dots 0,3 \cdot \chi_{1,2} \cdot (L + \Delta L), \quad (1)$$

где $\chi_{1,2}$ – безразмерные коэффициенты, учитывающие влияние пониженных или повышенных температур на относительное удлинение при разрыве образца из полимерного материала, величины которых при отсутствии экспериментальных или расчетных данных ориентировочно могут быть приняты равными для пониженных (до $\approx 200\text{K}$) температур $\chi_1 \approx 0,2$, для повышенных температур (до $\approx 400\text{K}$) – $\chi_2 \approx 1,2$; L – длина основного образца в зачетной (рабочей) зоне; ΔL – увеличение длины образца в пределах упругой деформации диаграммы «напряжение-деформация» при его растяжении в процессе предварительных испытаний при нормальной температуре и регламентированной методикой ГОСТ 11262 скорости растяжения.

Величина Δl определяется исходя из возможности обеспечения одновременного растяжения нескольких образцов в зоне их упругой деформации при ступенчатом «подключении» образцов к растяжению.

В процессе растяжения на каждой паре режимов испытаний по изменению расстояния между зажимами непрерывно регистрируют величину деформации образцов и соответствующую ей силу сопротивления растяжению. С учетом полученных данных формируют диаграмму «сила сопротивления растяжению $F - \Delta L_x$ » (ΔL_x – изменение расстояния между зажимами), типовой вид которой показан на Рис. 1.

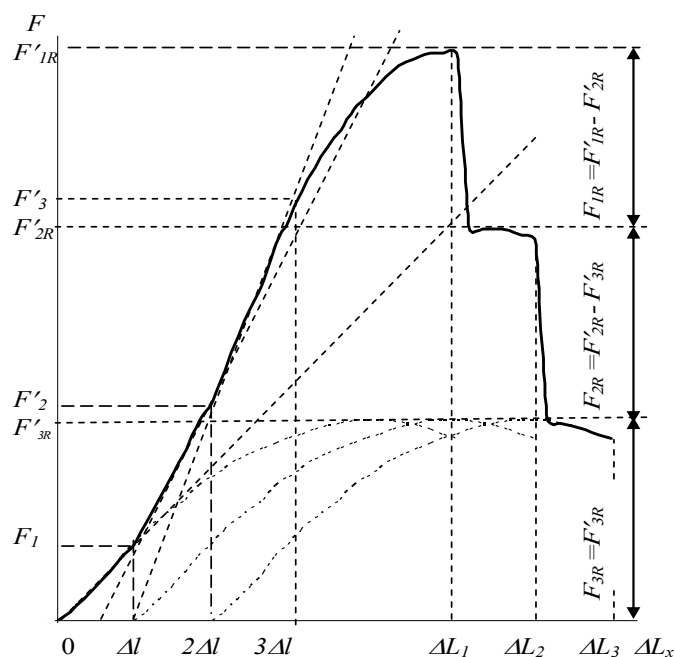


Рис. 1. Вид типовой диаграммы «сила сопротивления растяжению $F - \Delta L_x$ »

С использованием этой диаграммы определяют усилия сопротивления растяжению в зоне упругой деформации каждого образца и при его разрыве.

При расчете модулей упругости учет разности фиксируемых изменений усилия растяжения при изменении числа одновременно растягиваемых образцов осуществляется следующим образом.

Поскольку сила сопротивления растяжению образцов связана с модулем упругости E соотношением:

$$F_j = E \cdot S_{Lj} \cdot \Delta L_j / L, \quad (2)$$

где ΔL_j - увеличение длины j -ого образца при его растяжении; S_{Lj} - площадь сечения его рабочей зоны.

При достижении величины деформации $\Delta L_x = \Delta l$ первого из растягиваемых на одной паре режимов испытаний ($T_{min}, V_{min}; T_{min}, V_{max}; T_{max}, V_{min}; T_{max}, V_{max}$) напряжения достигают величины $\sigma_1 = F_1 / S_{L1}$, где F_1 – сила сопротивления растяжению первого полимерного образца при его растяжении на величину Δl (при фиксировании значения F_1 на ПЭВМ учитывается усилие сопротивления его предварительному деформированию при выборке люфтов). При этом модуль упругости, определенный на полимерном материале первого образца, равен $E_1 = F_1 \cdot L / (S_1 \cdot \Delta l)$.

При дальнейшем растяжении первого образца в диапазоне $\Delta l \leq \Delta L_x \leq 2\Delta l$ одновременно с ним начинает растягиваться второй дополнительный образец 9б из полимерного материала. При этом суммарная сила сопротивления растяжению становится равной сумме сил сопротивления растяжению F_1 и F_2 , соответственно, первого и второго образцов:

$$F = F_1 + F_2 = \frac{E_1 \cdot S_{L1} \cdot \Delta L_x}{L} + \frac{E_2 \cdot S_{L2} \cdot (\Delta L_x - \Delta l)}{L}. \quad (3)$$

При достижении значения растяжения первого полимерного образца величины $2\Delta l$ суммарная сила сопротивления растяжению образцов станет равной:

$$F' = 2 \frac{E_1 \cdot S_{L1} \cdot \Delta l}{L} + \frac{E_2 \cdot S_{L2} \cdot \Delta l}{L} = 2F_1 + F_2. \quad (4)$$

Таким образом

$$F_2 = F' - 2F_1 \text{ и } E_2 = F_2 \cdot L / (S_{L2} \cdot \Delta l) \quad (5)$$

Аналогично при дальнейшем растяжении первого и второго образцов в диапазоне $2\Delta l \leq \Delta L_x \leq 3\Delta l$ одновременно с ними начинает растягиваться третий образец из полимерного материала. При этом суммарная сила сопротивления растяжению при достижении значения величины растяжения первого полимерного образца величины $3\Delta l$, второго полимерного образца величины $2\Delta l$ и третьего полимерного образца величины Δl становится равной:

$$F'' = F_1 + F_2 + F_3 = \frac{E_1 \cdot S_{L_1} \cdot \Delta l}{L} + \frac{E_2 \cdot S_{L_2} \cdot (\Delta L_x - \Delta l)}{L} + \frac{E_3 \cdot S_{L_3} \cdot (\Delta L_x - 2\Delta l)}{L} \quad (6)$$

Отсюда

$$F_3 = F'' - F_1 - F_2 \text{ и } E_3 = F_3 \cdot L / (S_{L_3} \cdot \Delta l) \quad (7)$$

При определении прочности на разрыв по результатам растяжения образцов учет разности фиксируемых изменений усилия растяжения при изменении в результате деформации числа одновременно растягиваемых образцов осуществляется следующим образом.

Как показал анализ результатов предварительно проведенных исследований, при разрыве первого образца при его растяжении на величину ΔL_1 , второго образца при его растяжении на величину, ориентировочно равную $\Delta L_2 - \Delta l$, и третьего образца при его растяжении на величину, ориентировочно равную $\Delta L_3 - 2\Delta l$, возникает скачкообразное изменение сил сопротивления растяжению сначала с F'_{1R} до F'_{2R} , затем с F'_{2R} до F'_{3R} . При этом значения соответствующих сил, характеризующих прочность при разрыве, как это видно из рисунка 1, могут быть определены из зависимостей:

$$F_{3R} = F'_{3R}, F_{2R} = F'_{2R} - F'_{3R}, F_{1R} = F'_{1R} - F'_{2R} \quad (8)$$

Используя значения определенных из зависимостей (8) сил определяются соответствующие значения прочностей при разрыве.

При определении влияния виброн нагруженности дополнительно в условиях регламентируемого нагружения испытывается аналогичная партия образцов.

Представление результатов исследований

Полученные результаты представляются в виде аналитических зависимостей, комплексно учитывающих влияние на модуль упругости и прочность температуры образцов и скорости растяжения:

$$E = k_E \cdot E_0, \sigma_{pp} = k_\sigma \cdot \sigma_{0pp} \quad (9)$$

где E – значение модуля упругости полимерного материала при текущем значении скорости растяжения и температуре в рассматриваемых диапазонах температур охлаждения или нагрева и скоростей растяжения; E_0 – среднее значение модуля упругости полимерного материала при растяжении дополнительных образцов в области упругой деформации при нормальной температуре и скорости растяжения, регламентированной методикой ГОСТ 11262; σ_{pp} – прочность при разрыве полимерного материала, определенная при текущих значениях скорости растяжения и температуре в рассматриваемом диапазонах температур охлаждения или нагрева и скоростей растяжения; σ_{0pp} – значение прочности при разрыве полимерного материала при нормальной температуре и скорости растяжения, регламентированной мето-

дикой ГОСТ 11262; k_E, k_σ – безразмерные коэффициенты, учитывающие влияние температуры и скорости растяжения, соответственно, на модуль упругости и прочность при разрыве полимерного материала, определяемые из соотношений:

$$k_E = 10^{b_{0E}} \cdot \left(\frac{T}{T_c} \right)^{2a / \lg(T_{max} / T_{min})} \cdot \left(\frac{V}{V_c} \right)^{2b / \lg(V_{max} / V_{min})}, \quad (10)$$

$$k_\sigma = 10^{b_{0\sigma}} \cdot \left(\frac{T}{T_c} \right)^{2c / \lg(T_{max} / T_{min})} \cdot \left(\frac{V}{V_c} \right)^{2d / \lg(V_{max} / V_{min})}, \quad (11)$$

где $b_{0E}, b_{0\sigma}, a, b, c, d$ – безразмерные коэффициенты влияния температуры и скорости растяжения на модуль упругости и прочность при разрыве полимерного материала в уравнениях, рассчитываемые по результатам испытаний, которые проводятся с использованием известного метода планирования многофакторных экспериментов; T_c, V_c – среднее геометрическое значение минимальных и максимальных значений, соответственно, температур охлаждения или нагрева и скоростей растяжения; $T_{max}, T_{min}, V_{max}, V_{min}$ – максимальные и минимальные значения, соответственно, температуры нагрева или охлаждения образцов и скорости растяжения; T, V – соответственно, температура образца и скорость его растяжения при проведении испытания ($T_{max}, T_{min}, V_{max}, V_{min}$).

Предварительное определение среднего значения модуля упругости E_0 дополнительных образцов при нормальной температуре и регламентированной методикой ГОСТ 11262 скорости растяжения и модулей упругости этих же образцов при повышенной T_{max} или пониженной T_{min} температурах и минимальной V_{min} или максимальной V_{max} скоростях растяжения позволяет существенно сократить рассеивание результатов и обеспечить достоверное определение модулей упругости на минимизированном числе образцов. Одновременное охлаждение или нагрев всех испытываемых образцов позволяет существенно уменьшить длительность всего цикла испытаний.

Для представления результатов испытаний дополнительной партии образцов в условиях регламентированной вибронагруженности в зависимости (10) и (11) вводятся коэффициенты k_{vE} и $k_{v\sigma}$.

Заключение

Анализ результатов исследований показал, что использование предлагаемого методического подхода к ускоренным испытаниям полимерных материалов позволяет сократить длительность их проведения при определении механических свойств при пониженных и повышенных температурах в заданном диапазоне скоростей растяжения на порядок и более.

Библиографические ссылки

1. ГОСТ 14359-69. Пластмассы. Методы механических испытаний. Общие требования // Введён 01.01.1970. М.: Изд-во стандартов. – 1969. – 27 с.
2. ГОСТ 11262-80. Пластмассы. Метод испытания на растяжение // Введён 01.12.1980. М.: Изд-во стандартов. – 1980. – 16 с.
3. ГОСТ 25.601-80. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний композиционных материалов с полимерной матрицей (композитов). Метод испытания плоских образцов на растяжение при нормальной, повышенной и пониженной температурах // Введён 01.07.1981. М.: Изд-во стандартов. – 1981. – 9 с.
4. ГОСТ 25.602-80. Расчеты и испытания на прочность. Методы механических испытаний композиционных материалов с полимерной матрицей (композитов). Метод испытания на сжатие при нормальной, повышенной и пониженной температурах // Введён 01.07.1981. М.: Изд-во стандартов. – 1981. – 13 с.
5. ГОСТ 9550-81. Пластмассы. Методы определения модуля упругости при растяжении, сжатии и изгибе // Введён 01.07.1982. М.: Изд-во стандартов. – 1982. – 8 с.
6. ГОСТ 4648-71. Пластмассы. Метод испытания на статический изгиб // Введён 01.07.1982. М.: Изд-во стандартов. – 1973. – 12 с.
7. Голубков В.С., Пирогов К.М., Смушкович Б.Л. Испытательные машины в текстильном материаловедении // М.: «Легпромбытиздат». – 1988. – С.205. С. 8-9.
8. Патент 2279658 РФ, МПК G01N3/08. Машина для испытания образцов на растяжение и сжатие // В.Н. Горбунов, М.И. Мирошниченко и др. № 2004132662/28. – Заявлено 09.11.2004. – Оpubл. 10.07.2006. – Бюл. №19.
9. Патент 2169355 РФ, МПК G01N3/20, G01N3/18. Способ определения модуля упругости металлических материалов при криогенных и повышенных температурах и устройство для его осуществления // Ю.Н. Ильин. № 2000110373/28. – Заявлено 26.04.2000. – Оpubл. 20.06.2001.

ACCELERATED TRIBOTECHNICAL TESTS OF POLYMER COMPOSITES FOR GEARS

*V. L. Basinyuk, DSc in Engineering, Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus,
vladbas@mail.ru;*

*V. E. Starzhinsky, DSc in Engineering, V.A Belyi Metal Polymer Research Institute NAS of Belarus,
star_mpri@mail.ru;*

*E. I. Mardosevich, PhD in Engineering, Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus,
mardlen@mail.ru;*

M. P. Lobkova, Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus

Abstract: Organization and performance questions of accelerated tribotechnical tests are considered in adverse external conditions for tribotechnical polymer composites used in friction components of driving systems. Their realization provides essential reduction of duration and labor input of the tests.

Keywords: gears, polymer composites, accelerated tribotechnical tests

УСКОРЕННЫЕ ТРИБОТЕХНИЧЕСКИЕ ИСПЫТАНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ КОМПОЗИЦИОННЫХ МАТЕРИАЛОВ ДЛЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*В. Л. Басинюк, доктор технических наук, Объединенный институт машиностроения
НАН Беларуси, vladbas@mail.ru;*

*В. Е. Старжинский, доктор технических наук, Институт механики металлополимерных
систем им. В.А. Белого НАН Беларуси, star_mpri@mail.ru;*

*Е. И. Мардосевич, кандидат технических наук, Объединенный институт
машиностроения НАН Беларуси, mardlen@mail.ru;*

М. П. Лобкова, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси

Аннотация: Рассмотрены вопросы организации и проведения в неблагоприятных условиях воздействия внешней среды ускоренных триботехнических испытаний полимерных композиций триботехнического назначения, используемых в трущихся сопряжениях компонентов приводных систем, реализация которых обеспечивает существенное сокращение длительности и трудоемкости проведения испытаний.

Ключевые слова: зубчатые передачи, полимерные композиты, ускоренные триботехнические испытания

Введение

Основной износ и потери на трение при трении скольжения современных работающих в широком диапазоне нагрузок с частотами вращения 60 000 об/мин и более приводов техники для экстремальных условий эксплуатации (атмосфере с агрессивными компонентами или вакууме) возникают во время разгонов и торможения, при вибрационном воздействии и в условиях действия чрезмерно высоких и низких температур. Достоверность прогнозирования ресурса таких пар трения во многом определяется степенью достоверности информации об их противоизносных и антифрикционных свойствах, полученных в процессе триботехнических испытаний.

При исследованиях противоизносных свойств пар трения, как правило, в процессе испытаний оценивается изменение в результате изнашивания линейных размеров или массы, антифрикционные свойства определяются путем измерения силы или момента трения [1].

В практике испытаний материалов на трение и износ используется значительное число различных методов и средств [2-4]. Вместе с тем, возможности их эффективного использования при испытаниях материалов на трение скольжения и износ в условиях нестационарных нагрузок и скоростей скольжения при температурах от -110°C (от -110°C до -60°C) до $+120^{\circ}\text{C}$ (от $+90^{\circ}\text{C}$ до $+120^{\circ}\text{C}$), в том числе в атмосфере с агрессивными компонентами, крайне ограничены.

Целью разработки являлось повышение эффективности определения противоизносных и (или) антифрикционных свойств пар трения скольжения, включающих композиционные, в том числе полимерные, материалы, в условиях нестационарных нагрузок и скоростей скольжения при температурах от -110°C до $+120^{\circ}\text{C}$ в атмосфере с агрессивными компонентами или вакууме путем расширения функциональных возможностей способа испытаний и устройства для его реализации.

Методический подход

Для реализации поставленной цели был предложен способ испытаний материала на трение и износ, в основу которого взята схема с образцом-индентором со сферической поверхностью, прижимаемой в процессе испытаний по нормали к противоположащей рабочей поверхности контрообразца и возвратно-поступательного перемещения их друг относительно друга с одновременным определением при этом износа и коэффициента трения. В нем испытание проводится в минимизированной по размеру климатической или вакуумной камере. Схема устройства показана на Рис. 1.

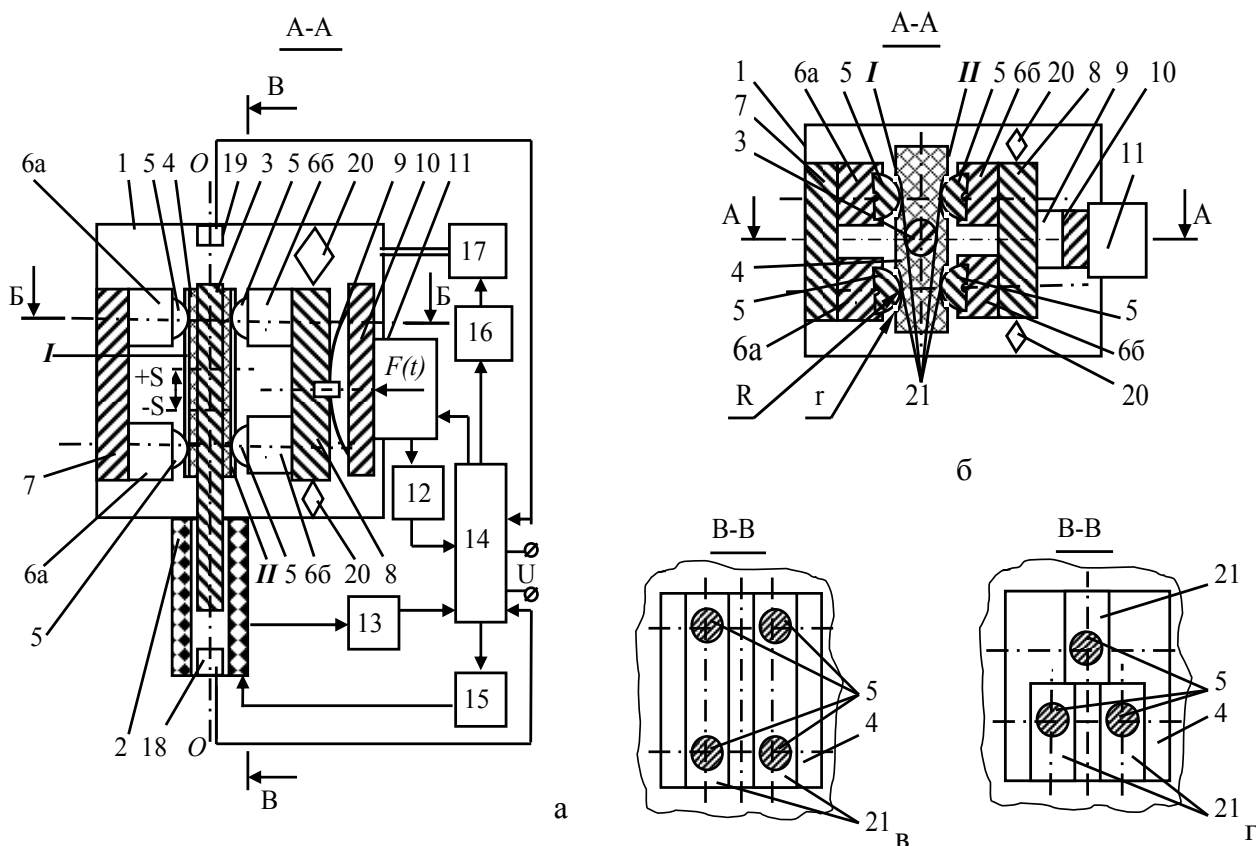


Рис. 1. Схема устройства для проведения триботехнических испытаний полимерных композитов в экстремальных условиях (а), разрез Б-Б (б), схема взаимодействия четырех образцов-инденторов с одной из ответных рабочих поверхностей контрообразца (в), схема взаимодействия трех образцов-инденторов с одной из ответных рабочих поверхностей контрообразца (г): 1 – климатическая или вакуумная камера; 2 – статор линейного двигателя, выполненный в виде кольцевого электромагнитного модуля с цилиндрическим сквозным отверстием; 3 – ротор линейного двигателя; 4 – контрообразец из полимерного композита, выполненный в виде прямоугольной призмы с параллельными гранями, из которых две противоположные (грани *I* и *II* контрообразца 4) являются его рабочими поверхностями; 5 – инденторы, расположенные симметрично друг другу по нормали к рабочим поверхностям *I* и *II* контрообразца 4; 6а,6б – державки; 7,8 – жесткие пластины; 9 – упруго-податливый дугообразный элемент; 10 – жесткая пластина; 11 – программно-управляемый модуль 11 (пьезоактюатор); 12,13 – модули контроля электрических параметров; 14 – программируемый модуль; 15 – исполнительное устройство; 16 – модуль управления; 17 – вакуумный насос; 18,19 – датчики Холла; 20 – призматические качающиеся опоры; 21 – направляющие желобки

При испытаниях предварительно контрообразец, выполненный из испытываемого полимерного композита с параллельными противоположными рабочими поверхностями, жестко соединяется с постоянным магнитом коил-двигателя, а инденторы устанавливаются со стороны каждой из них симметрично друг другу и прижимаются по нормали к рабочей поверхности. Используются по три-четыре индентора, которыми фиксируется положение контрообразца. При этом образцы-инденторы, размещенные со стороны одной рабочей поверхности

контробразца, жестко фиксируют по отношению к вакуумной камере, а образцы-инденторы, размещенные со стороны другой рабочей поверхности контробразца, устанавливают с возможностью перемещения в направлении по нормали к его рабочей поверхности.

Эта группа инденторов взаимодействует с упруго-податливым элементом, деформированием которого ее прижимают к поверхности контробразца с усилием, соответствующим его статической составляющей. При этом упруго-податливый элемент связан с программно-управляемым модулем (пьезоактюатором) для создания переменной составляющей усилия прижатия инденторов по нормали к ответной поверхности контробразца, а постоянный магнит (ротор коил-двигателя) размещен с радиальным зазором в отверстии коил-двигателя, а его статор жестко зафиксирован в климатической или вакуумной камере.

В камере создают контролируемую атмосферу или вакуум. Контробразцу сообщают возвратно-поступательные движения путем воздействия магнитного поля, создаваемого магнитоэлектрическим модулем, на ротор коил-двигателя и одновременно с этим пьезоактюатором создают переменное программно-управляемое усилие прижатия инденторов по нормали к ответной поверхности контробразца.

Коэффициент трения определяют по параметрам электропитания коил-двигателя, а износ – по тренду параметров электропитания пьезоактюатора в процессе проведения испытаний, регистрируемому при одинаковых по амплитуде и частоте параметрах прижатия инденторов к соответствующим рабочим поверхностям контробразца.

Для создания вакуума используется вакуумный насос, соединенный с вакуумной камерой. Управление вакуумным насосом осуществляется модулем управления.

При значительных амплитудах возвратно-поступательных перемещений контробразца ($\pm 3 \div 15$ мм) на его рабочих поверхностях выполняются продольные (в направлении возвратно-поступательного перемещения контробразца) направляющие желобки с радиусом R в сечении, перпендикулярном оси контробразца. Радиус R выполнен большим радиуса r инденторов ($R > r$).

При реализации предлагаемого способа и устройства повышение достоверности определения противоизносных и (или) антифрикционных свойств пар трения скольжения, включающих композиционные, в том числе полимерные, материалы, в условиях нестационарных нагрузок и скоростей скольжения при температурах от -110°C до $+120^{\circ}\text{C}$ в атмосфере с агрессивными компонентами или вакууме, а также расширение функциональных возможностей способа и устройства, достигается в результате следующего:

- предварительное жесткое соединение контробразца, имеющего взаимно параллельные

противолежщие рабочие поверхности, с ротором и его фиксация через контробразец в пространстве инденторами, симметрично расположенными со стороны параллельных рабочих поверхностей контробразца, позволяет разместить ротор внутри статора коил-двигателя (статор создает программно-изменяющееся магнитное поле, обеспечивающее осевое возвратно-поступательное перемещение ротора с контробразцом) с требуемым гарантированным зазором, исключив из конструкции привода возвратно-поступательного движения контробразца подшипник, для работы которого требуется смазочный материал, создающий нелинейную (в зависимости от температуры и скорости перемещения) величину сопротивления перемещению, по которому определяется сила трения, снижающую достоверность результатов испытаний материалов на трение и износ в вакууме или агрессивной газовой среде при пониженных до -110°C и повышенных до $+120^{\circ}\text{C}$ температурах (рабочий диапазон смазок таких направляющих составляет от -60° до $+80\div 90^{\circ}$) с динамически изменяющимися по заданным зависимостям скоростями и нагрузками;

- использование программно-управляемого практически безинерционного пьезоактюатора, создающего нагрузку заданным перемещением нажимной поверхности и ее воздействием на предварительно упруго деформированный упруго-податливый элемент, позволяет исключить влияние подшипникового узла пьезоактюатора на результаты испытаний и обеспечить создание программируемого циклически изменяющегося усилия прижатия инденторов к ответным рабочим поверхностям контробразца в широком диапазоне значений амплитуд и частот при испытаниях материалов на трение и износ в вакууме или агрессивной газовой среде при пониженных до -110°C и повышенных до $+120^{\circ}\text{C}$;

- в предлагаемом техническом решении при определении коэффициента трения и износа не используются размещенные в агрессивной среде или вакууме средства контроля (первичные преобразователи), что позволяет также существенно расширить его функциональные возможности.

В основу определения в процессе испытаний величины износа по тренду параметров электропитания программно-управляемого пьезоактюатора, регистрируемому при одинаковых по амплитуде и частоте параметрах прижатия инденторов к соответствующим рабочим поверхностям контробразца, положено следующее.

Перед испытаниями деформированием упруго-податливого элемента создается статическая составляющая F_c силы прижатия инденторов с одной и другой стороны (как реакции опор) к рабочим поверхностям контробразца, при этом сила прижатия пропорциональна величине упругой деформации упруго-податливого элемента. С момента начала испытаний

пьезоактюатором создается согласованная по фазе с возвратно-поступательным движением, например, синусоидально изменяющаяся с круговой частотой ω , дополнительная сила $F_d(t)$ прижатия инденторов, расположенных как с одной, так и с другой стороны контробразца, по нормали к его ответным рабочим поверхностям.

При интегральном износе на величину δ инденторов, расположенных со стороны каждой из рабочих поверхностей контробразца, пропорционально величине $k_f \cdot 2 \cdot \delta$ изменяется значение статической составляющей силы прижатия F_c инденторов к ответным поверхностям контробразца по нормали к их поверхности.

Для компенсации изменения силы F_c изменяют параметры электропитания пьезоактюатора, обеспечивая поддержание величины исходного усилия F_c , создаваемого пьезоактюатором. При этом перемещается (выдвигается вперед) нажимная поверхность пьезоактюатора, деформируя упруго-податливый элемент до исходного напряженно-деформированного состояния. Величина этого перемещения соответствует значению интегрального износа и регистрируется внутренней системой контроля пьезоактюатора.

Заключение

Анализ результатов сравнительных испытаний показал, что реализация предлагаемых способа и устройства для испытаний на трение и износ позволяет существенно повысить достоверность определения противоизносных и антифрикционных свойств в условиях нестационарных нагрузок и скоростей скольжения при температурах от -110°C до $+120^\circ\text{C}$ в контролируемой атмосфере или вакууме пар трения скольжения, включающих композиционные, в том числе полимерные, материалы.

Библиографические ссылки

1. Мышкин Н.К., Петроковец М.И. Трение, смазка, износ. Физические основы и технические приложения трибологии // М.: ФИЗМАЛИТ. – 2007. – 368с.
2. Патент 2279660 РФ, МПК G01N3/56. Способ определения противоизносных и (или) антифрикционных свойств трибосистемы с одним линейным контактом постоянной протяженности и устройство для его осуществления // С.Н. Кияшко, А.У. Стельмах и др. № 2004128822/28. – Заявлено 30.09.2004. – Оpubл. 10.07.2006.
3. Комбалов В.С. Методы и средства испытаний на трение и износ конструкционных и смазочных материалов: справочник // Под. ред. К.В. Фролова, Е.А. Марченко. М.: Машиностроение. – 2008. – 384 с.
4. Патент 2279057 РФ, МПК G01N3/56. Устройство для испытания материала на трение и износ // М.А. Броневец. № 2005102645/28. – Заявлено 04.02.2005. – Оpubл. 27.06.2006.

APPLICATION OF GEARS WITH INTERMEDIATE BODIES IN SPACECRAFTS MECHANISMS

*A. E. Belyaev, DSc., Prof., Novouralsk technological institute
of National Research Nuclear University “MEPhI”, Arnold@npi.novouralsk.ru*

Abstract: The operation of mechanisms in space vehicles requires driving units which could work in these specific condition. Research and work experience show that gears with intermediate bodies in meshing are the most effective.

Keywords: mechanical drives, gears, intermediate bodies

О ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ПЕРЕДАЧ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ В МЕХАНИЗМАХ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ

А.Е. Беляев, д.т.н., проф., Новоуральский технологический институт

Национального исследовательского ядерного университета «МИФИ», Arnold@npi.novouralsk.ru

Аннотация: Работа механизмов в космических аппаратах вынуждает искать механические приводы, которые были бы работоспособны в этих специфических условиях. Исследования и опыт эксплуатации показывают, что наиболее эффективными являются передачи с промежуточными телами в зацеплении.

Ключевые слова: механические приводы, передачи, промежуточные тела

Работоспособность кинематических передач, как правило, определяется их точностью и динамическими качествами.

Применение зубчатых передач в составе редукторов приводов, используемых в космических аппаратах, специфичное и это накладывает дополнительные требования к характеристикам передач.

Основные узлы космических аппаратов, где работают приводы с редукторами, это:

- блок механический системы поворота антенн;
- блок механический устройства поворота солнечных батарей;
- блок механический устройства поворота двигателей коррекции;
- блок механический системы поднастройки рефлектора;
- механизм выдвижения мачты;
- электромеханический исполнительный орган (ЭМИО);
- системы ориентации и стабилизации.

Перечисленные системы работают в следующих экстремальных условиях:

- открытый космос, и, следовательно, диапазоны рабочих температур $\pm 100^{\circ}\text{C}$;
- вакуум до 10-13 мм.р.ст.

При этом необходимо сохранение работоспособности при ресурсе (без возможности замены и сервисного обслуживания) достигающем 20 лет, а одноразовая закладка смазки должна обеспечить минимальные потери мощности.

Как функциональный узел привода, обеспечивающего во всём диапазоне рабочих скоростей, редуктор космического применения должен удовлетворять следующим основным требованиям.

1. Кинематическая цепь должна иметь минимальную инерционность для уменьшения нагрузки на двигателе, с целью обеспечения достаточного быстродействия привода.

2. Момент трогания и мёртвый ход в кинематической цепи должны быть минимальными, стабильными в процессе эксплуатации (стабильность должна проявляться при переходе из рабочего состояния в консервацию и обратно).

3. Кинематическая цепь не должна быть источником крутильных колебаний (жёсткость должна обеспечивать нахождение частот собственных колебаний вне области рабочих частот).

4. Массогабаритные характеристики должны иметь ограниченные величины.

5. Число передач должно быть минимальным.

6. Погрешность перемещений должна быть минимальной, оцениваемой несколькими угловыми секундами.

В Томском политехническом институте и в НИИ «Полус» (перед руководством А.Е. Беляева и С.В. Янгулова) в 60-80 годах прошлого столетия были проведены обширные исследования, которые позволили создать редуктор электромеханического исполнительного органа (ЭМИО). В результате комплексных исследований была выбрана схема, разработан и внедрён малогабаритный прецизионный редуктор повышенной долговечности, который успешно выдержал весь цикл наземных испытаний, включая ускоренную наработку на ресурс (10 лет).

В настоящей работе рассматривается геометрический расчёт одной из наиболее интересных разновидностей передач с промежуточными телами: волновой передачи с промежуточными телами (ВПТТ). Она представляет собой передачу, в которой гибкое зубчатое колесо, характерное для классической волновой передачи, заменено цепочкой сепарированных тел качения (шариков), и вместо волны деформаций в ней возникает волна радиального перемещения тел качения.

ВППТ – соосная передача, т.е. её входное 2 и выходное звено 4 вращаются вокруг одной главной оси. Входным звеном передачи – «генератор волн» или просто «генератор» 2 (рисунок 1), служит, как правило, обычный радиальный подшипник или просто диск, установленный эксцентрично (a_w) главной оси O . Он находится внутри сепаратора 3 - концентричного главной оси кольца, в котором выполнены радиальные пазы. Тела качения контактируют с генератором и его вращение заставляет их совершать радиальное движение в пазах сепаратора. Выглядит это движение как идущая по окружности волна перемещений, аналогичная волне деформаций в гибком колесе классической волновой передачи.

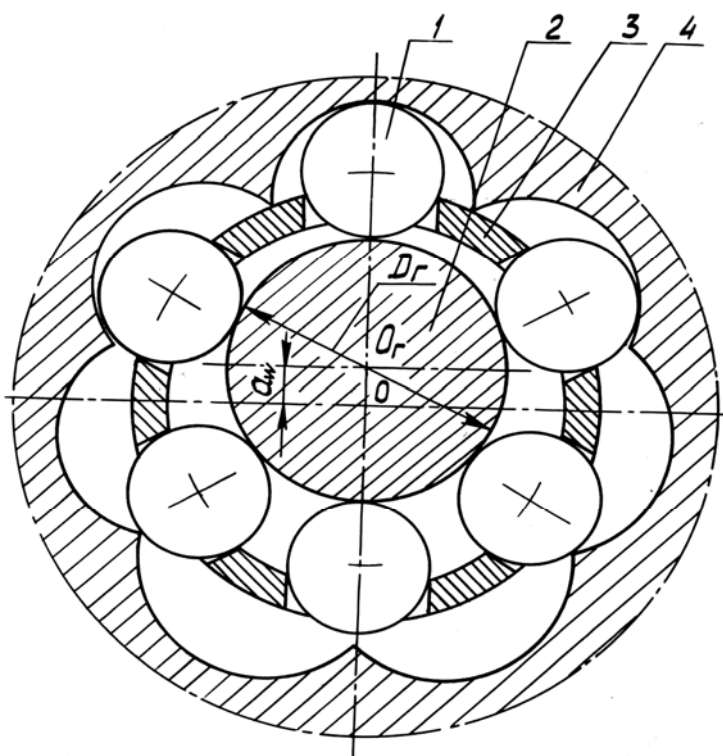


Рисунок 1. Волновая передача с шариковыми промежуточными телами

Выходное звено передачи - «зубчатый венец» 4. На нём выполнены расположенные по окружности цилиндрические поверхности, имеющие в качестве направляющей кривую сложной формы («рабочие профили»). Их, как правило, на один больше, чем промежуточных тел, которые двигаясь от оси передачи (рабочий участок), контактируют с зубьями и заставляют выходное звено вращаться.

Механизм ВППТ по своей сути является дифференциальным, т.е. в качестве выходного звена может использоваться сепаратор при неподвижно закреплённом венце. ВППТ точно воспроизводит передаточную функцию, которая определяется формой профилей на венце.

Опыт исследований показывает:

1. ВППТ обладает весьма высоким коэффициентом перекрытия: в них одновременно мо-

жет находиться в зацеплении до 40% промежуточных тел.

2. Рекомендуется диапазон передаточных отношений в одной ступени от 8 до 40.

3. В качестве генератора наиболее предпочтительным является подшипник, т.к. за счёт свободного вращения наружного кольца обеспечивается относительно малое проскальзывание в контакте промежуточных тел с генератором.

К достоинствам ВППТ можно отнести:

1. Повышенный уровень нагрузочной способности (за счёт отсутствия гибкого элемента, лимитирующего нагрузочную способность классических волновых передач).

2. Повышение компоновочных возможностей при синтезе многоступенчатых механизмов (за счёт двух вариантов компоновки ВППТ – с неподвижным сепаратором и неподвижным венцом).

3. Повышенные значения к.п.д. по сравнению с классической волновой передачей (за счёт наличия качения в контакте со свободно вращающимися элементами передачи). Достоинства этих передач наилучшим образом проявляются при их длительной работе, с учётом того, что ресурс классических волновых передач является весьма ограниченным. Лучшие же образцы ВППТ по ресурсу, уровню шума, точностным характеристикам и т.п. приближаются к соответствующим образцам подшипников.

4. Погрешность перемещений составила 3-5 угл.сек. Результаты штатной эксплуатации в составе нескольких космических аппаратов подтвердили прогнозируемые характеристики: точность, жёсткость, мёртвый ход, долговечность, что определило динамические и точностные качества редуктора и привода в целом и влияние их на качество работы космического аппарата.

В качестве базовых передач были приняты волновая передача с промежуточными телами качения и волновая передача с промежуточным телом – змеевидной пружиной (браслетная конструкция). Первая ступень (передача с шариковыми промежуточными телами) формировала требования по передаточному числу и габаритам, а передача со змеевидной пружиной (вторая ступень) создавала упругий натяг в зацеплении, что определяло точность выходных параметров.

С самого начала разработки ЭМИО возникали вопросы изготовления редуктора и главная проблема – изготовление зубчатого венца волновой передачи: (высокие требования по точности и шероховатости, при ориентировочной твёрдости материала 55-60 единиц Роквелла с учётом малых габаритов колеса). Поэтому после долгих технологических проработок формообразование профиля впадин было предложено – замена на комплекс дуг окружности. Задавалась допустимая погрешность расчётного профиля и из этого условия определялись ко-

ординаты центров окружностей и их радиусы. Как правило, при допустимой погрешности профиля порядок 0,01 мм определялось 4-5 окружностей. Черновая обработка проводилась на координатно-расточном станке при твёрдости заготовки HRC-32. После закалки проводилась чистовая операция на координатно-шлифовальном станке. При всех недостатках (низкая технологичность и дороговизна) данного метода предложенное позволило обеспечить достаточное качество контактирующих поверхностей зубьев жёсткого колеса. Понимая малую эффективность этих работ, было решено продолжить поиск такого технологического решения как электроэрозионный способ и изготовление профиля твёрдосплавным инструментом на фрезерном обрабатывающем центре с числовым программным управлением. Результаты проведённых работ и опыт эксплуатации редукторов ЭМИО (свыше 20 лет) показывают неоспоримые достоинства выбора по целому ряду параметров. Это, прежде всего, касается удачно выбранной схемы и точности передачи управляющих перемещений от двигателя до вала исполнительного органа и её динамических качеств.

Работа по дальнейшему совершенствованию редукторов космических аппаратов в Томской школе продолжают. Они направлены на:

- совершенствование комплекса исследований волновых передач с промежуточными телами в зацеплении и опробование их составе приводов различного назначения для космических аппаратов;

- разработку новых схем и конструкций, и системы автоматизированного проектирования, которая включила бы математическое моделирование, расчётную часть и автоматизированную разработку всей документации, доведя их до инженерных методик, а также повышение характеристики по точности и ресурсу;

- совершенствование технологического процесса, т.е. создание специального оборудования и инструмента, позволяющего с минимальными затратами обеспечить высокое качество контактирующих поверхностей.

METHODS AND SCHEMES OF SPIROID GEAR TEETH CONTACT SURFACE MEASUREMENT

*A.V. Beresneva, senior lecturer, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
avber-istu@yandex.ru;*

A.A. Kornilov, engineer, Institute of mechanics, Kalashnikov ISTU, artyomkak@mail.ru

Abstract: Methods, schemes and equipment of spiroid gears contact surfaces measurement are described. Some results of measurements before and after loading are presented.

Keywords: spiroid gear, measurement method, contact surface

МЕТОДЫ И СХЕМЫ ИЗМЕРЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ КОНТАКТНЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ЗУБЬЕВ СПИРОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

*А.В.Береснева, старший преподаватель, Ижевский государственный технический
университет имени М. Т. Калашникова, avber-istu@yandex.ru;*

*А.А.Корнилов, инженер, Институт Механики, Ижевский государственный технический
университет имени М. Т. Калашникова, artyomkak@mail.ru*

Аннотация: Описаны методы, схемы и оснащение измерения геометрии контактных поверхностей зубьев спироидной передачи, приведены некоторые результаты измерений до и после нагружения передачи.

Ключевые слова: спироидная передача, методика измерения, контактная поверхность

Введение

Практика многочисленных экспериментальных исследований и эксплуатации тяжело нагруженных (уровень контактных напряжений на зубьях 1600 МПа и более) низкоскоростных спироидных редукторов приводов трубопроводной арматуры показывает, что при нагружении пар имеют место пластические деформации и приработочный износ. Оба этих явления способствуют увеличению площадок контакта, суммарного пятна контакта и выравниванию распределения нагрузки, что обеспечивает повышение нагрузочной способности передачи. Однако количественных данных, характеризующих указанные явления, в настоящее время нет. Кроме того, не существует и устоявшихся методик измерения величин указанных изменений. Многочисленные испытания спироидных редукторов показывают, что описанные ранее изменения контактных поверхностей необходимо разделять на две группы [1]:

1 группа: пластические деформации зубьев и вершин неровностей на них, в основном происходящие за короткий промежуток времени (в течение первых же циклов нагружения);

2 группа: изнашивание и пластические деформации, накапливающиеся в ходе длительной эксплуатации передачи.

Процесс измерения геометрии осложняется криволинейностью профиля и особенностями пространственного расположения зубьев и витков спироидной передачи, что затрудняет использование большинства средств и схем, применяемых к звеньям передач других типов. Тем не менее, в настоящей работе предложен ряд методик, в которых данная проблема решается благодаря комбинированию традиционных (синусная линейка, делительная головка, наборы плоскопараллельных концевых мер длины и т.п.) и современных электронных средств измерения (мобильная координатно-измерительная машина CimCore Infinity 2.0 и профилометр TR200).

1. Методы и схемы измерения 1-й группы изменений контактных поверхностей

К изменениям данной группы в основном относят смятие или сглаживание вершин микронеровностей (шероховатости) и макронеровностей (огранки или волнистости).

1.1. Измерения микрогеометрии боковых поверхностей витков червяка

Измерение микрогеометрии витков производится в нескольких угловых положениях и в двух взаимно перпендикулярных направлениях: в радиальном (от впадины к вершине) и в тангенциальном (вдоль выбранной винтовой линии). При этом необходимо, чтобы контролируемое сечение поверхности максимально совпадало с прямолинейной траекторией движения измерительного щупа. Для измерения в радиальном направлении (рис. 1.а) необходимо отклонить червяк на угол, равный углу профиля измеряемой боковой поверхности витка с помощью синусной линейки и набора плоскопараллельных концевых мер длины (ППКМД). При измерении в тангенциальном направлении, дополнительно к углу профиля, необходимо учесть угол подъема винтовой линии червяка. Это достигается за счет поворота опорной площадки штатива, на которой установлен профилометр (рис. 1.б).

В результате получают не только средние значения параметров шероховатости, но и профилограммы исходной и изношенной поверхностей, которые впоследствии можно сравнивать. Так, на рис. 2 приведены профилограммы одного и того же участка боковой поверхности до и после нагружения.

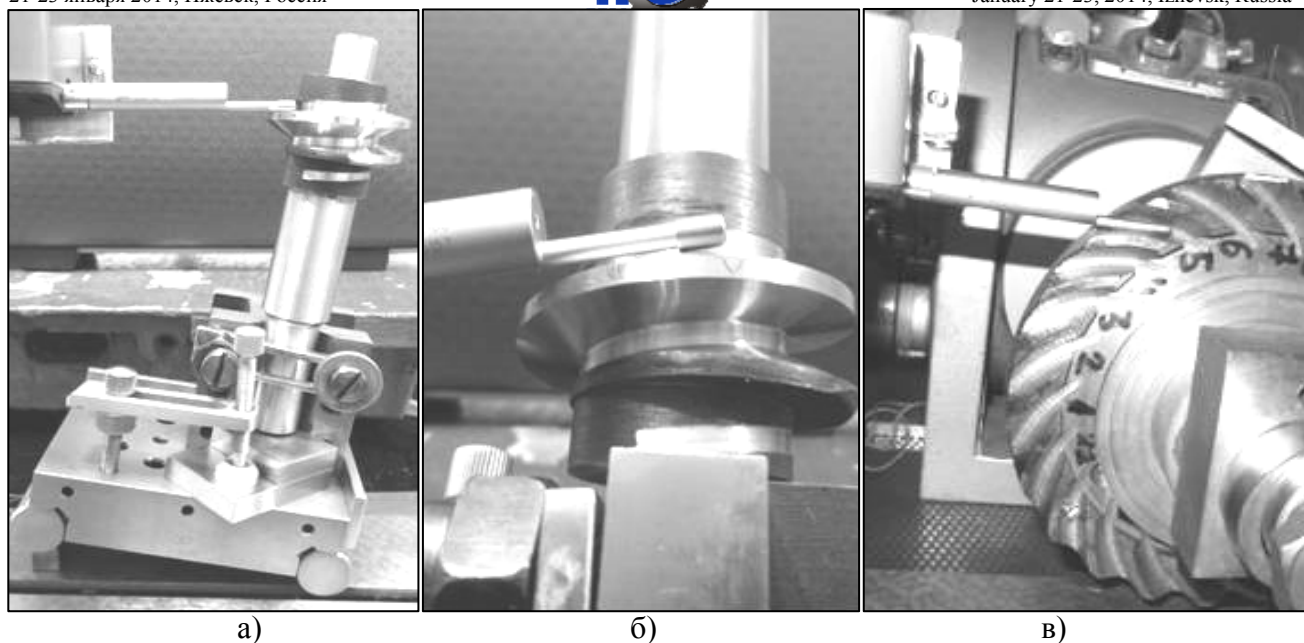


Рис. 1. Измерение микрогеометрии контактных поверхностей зубьев спиральной передачи

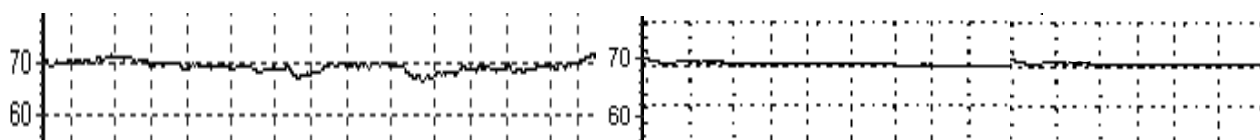


Рис. 2. Профилограмма левой боковой поверхности витка червяка исходной (слева), подвергнутой 10 циклам нагружения (справа)

1.2. Измерения микрогеометрии рабочих поверхностей колеса

Для измерения микрогеометрии зубьев колеса по выпуклой (правой) боковой поверхности (рис. 1. в.) предлагается закреплять колесо на специальной оправке, установленной в центрах делительной головки. Оправка связывается поводковым устройством с ведущим центром, что обеспечивает плавный и управляемый поворот колеса и, следовательно, равномерный шаг измерений. Аналогично червяку колесо необходимо развернуть на угол, сопоставимый с величиной угла профиля зуба измеряемой боковой поверхности, для этого между основной базовой плоскостью колеса и опорным торцом измерительной оправки устанавливается соответствующий набор ППКМД. В предложенной схеме при последовательном изменении взаимного положения профилометра и колеса практически всю боковую поверхность зуба в направлении продольных линий можно разбить на несколько условно прямолинейных участков, получив профилограммы которых, микрогеометрия зуба будет определена.

Для прямого измерения вогнутой (левой) поверхности зуба профилометром TR200, доступны лишь небольшие участки в области пятки и носка. Эта проблема решается путем изготовления слепков сложных для измерения поверхностей. В нашем случае из смеси, в состав кото-

рой входят сера и графит, выполняется слепок левой боковой поверхности, который после отверждения устанавливается на пластичное основание, выверяется и подвергается измерениям.

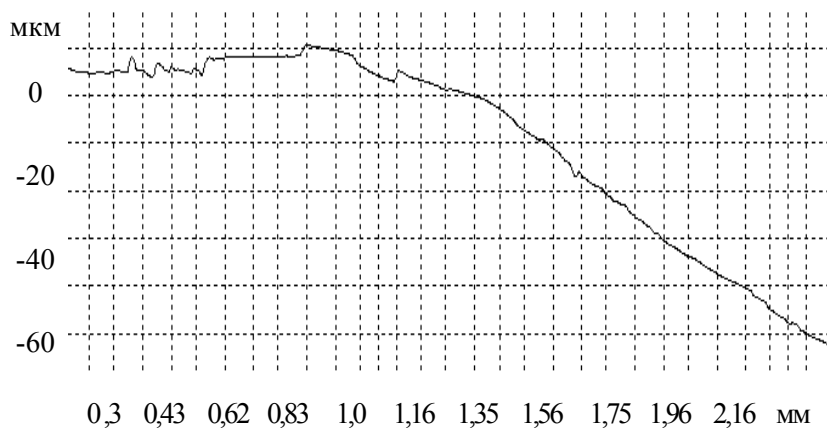


Рис.3. Профилограмма с фрагментом огранки на правой боковой поверхности зуба спироидного колеса

Зубья спироидного колеса в отличие от витков червяка, как правило, имеют заметную огранку. Для проверки достоверности полученных результатов в отношении величины и формы огранки (рис. 3.) некоторые поверхности колеса измерялись еще и на координатно-измерительной машине (рис. 6. и 7.), подробнее об этом будет сказано ниже.

2. Измерения 2-й группы изменений контактных поверхностей

Напомним, что к изменениям данной группы относятся накопленные пластические деформации и изнашивание спироидных зубьев и витков, значения которых могут превышать 0,1 мм, особенно у колеса, что ограничивает возможности использования профилометра. Тем не менее, при помощи TR200 можно производить оценку изменений контактных поверхностей на малонагруженных участках и участках, близлежащих к границам пятна контакта. Пример такого участка профиля витка червяка изображен на рис. 4, где на профилограмме можно зафиксировать изменения геометрии на переходе от нерабочей поверхности к поверхности, подвергнутой нагружению.

2.1. Измерения макрогеометрии профиля витков червяка

Для измерения боковых поверхностей витков червяка применяется универсальный микроскоп УИМ-21. Методика предполагает измерение координат точек осевого профиля червяка на определенных радиусах до и после испытаний. При дополнительном использовании индексного отверстия червяка, специальной оправки и набора ППКМД обеспечивается повторяемость координаты в осевом направлении и в нескольких фиксированных угловых положениях. Многократные тестовые измерения подтвердили повторяемость результатов в пределах $\pm 0,003$ мм. Кроме того, можно сравнить соответствующие результаты измерения на микроскопе и профилометре, чтобы подтвердить их корректность. Так, на профилограмме (рис. 4) видно, что износ и пластические деформации боковой поверхности витка червяка

составляют примерно 0,020 мм, сопоставление разницы координат того же участка профиля, измеренных на микроскопе, дает результат равный 0,017 мм.

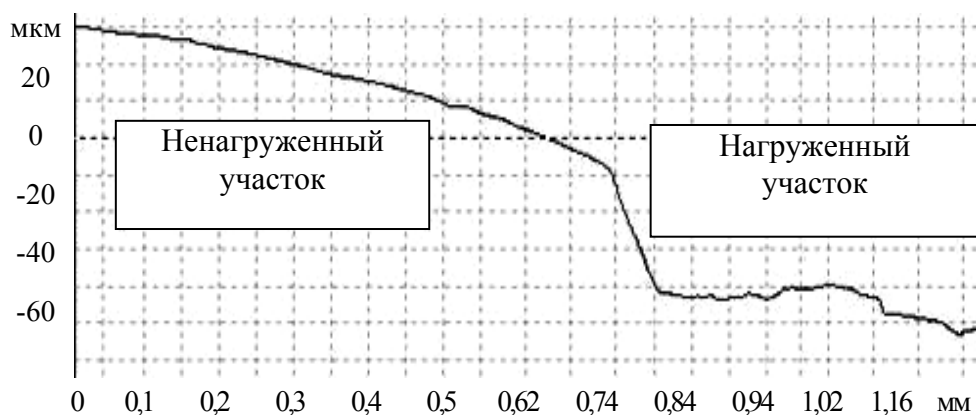


Рис. 4. Участок левой боковой поверхности витка червяка

2.2. Измерение зубьев спироидного колеса на координатно-измерительной машине

Форма спироидного зуба имеет ряд особенностей, а именно: непостоянство угла профиля и толщины, невозможность описания характерных линий рабочих поверхностей простыми аналитическими зависимостями, учитывая это, использовать средства и схемы измерения, предназначенные для других типов колес, оказалось проблематичным. Хорошим выходом из сложившейся ситуации является применение координатно-измерительных машин, которые позволяют проводить сравнение геометрических 3D моделей с реальными объектами.

Принимая во внимание габариты колес, а также результаты предварительных измерений и расчетов, прогнозируемая величина изменения формы и размеров зуба, по мнению авторов, может достигать десятых долей миллиметра. Для выполнения измерений величин такого порядка может применяться семиосевая мобильная измерительная машина CimCore Infinity 2.0 с программным обеспечением PowerINSPECT фирмы Delcam, которая при контактном методе позволяет обеспечить требуемую объемную точность. Модель спироидного колеса построена с помощью систем SPDIAL+ [2] и Компас-3D (АСКОН).

В предлагаемой методике для обеспечения необходимой точности измерений требуется соблюдение двух условий. Во-первых, схема базирования, а точнее совмещения координат реального зубчатого колеса и его 3D модели, должна обеспечивать повторяемость результатов на разных стадиях испытаний. С этой целью в конструкцию колеса были внесены два конических отверстия, расположенных на наружном цилиндре под углом 180°, которые обеспечивают постоянство углового совмещения детали и модели относительно оси колеса.

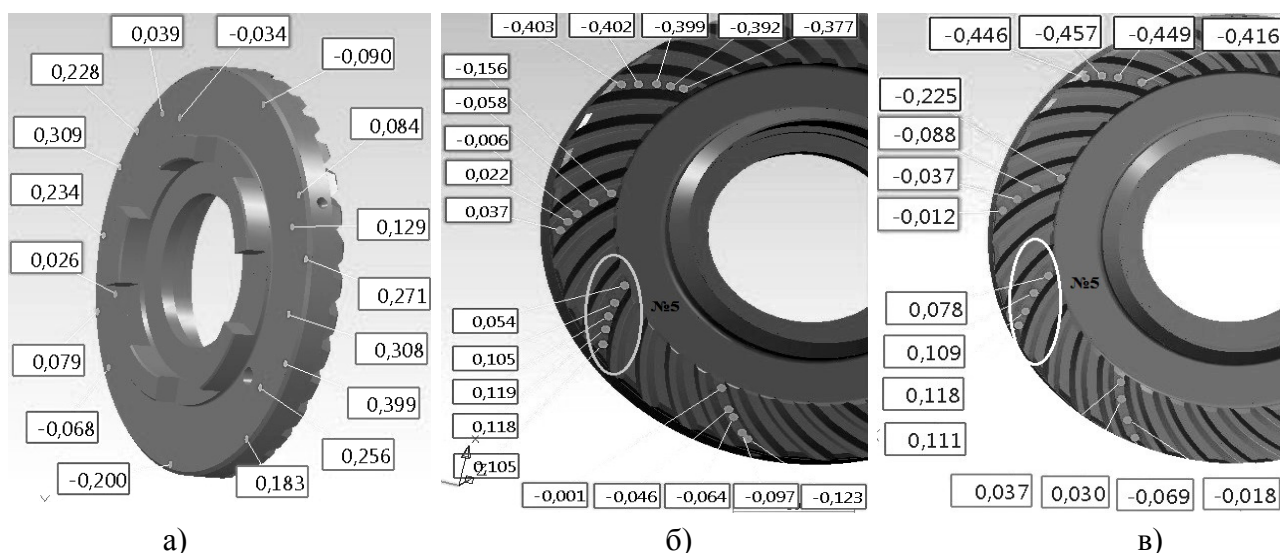


Рис. 5. Комплект точек на базовом торце (а), обеспечивающий повторяемость координат вершин измеряемого зуба №5 до (б) и после (в) испытаний

Другими базовыми элементами приняты опорная плоскость колеса и наружный цилиндр, выполненный соосно основной конструкторской базе и не подверженный износу. Некоторые изменения опорной плоскости колеса, которые возникают при эксплуатации, легко скомпенсировать фильтрацией измеренных точек, которые определяют положение детали в системе координат машины. Отбор точек необходим еще и потому, что отклонение от плоскостности базового торца колеса после термообработки может достигать 0,5 мм (рис. 5.а), и только вышеуказанная фильтрация обеспечивает повторяемость координат вершин измеряемых зубьев на разных стадиях измерений (рис.5.б и 5.в), что является одним из признаков точности предложенной методики.

Вторым условием для выявления характера и величины изменений геометрии зуба, является получение значений отклонений от модели в точках с неизменным радиусом и осевой координатой. Так как PowerINSPECT предоставляет возможность проведения измерений в сечениях модели плоскостями, было принято решение измерять боковые поверхности зубьев в направлении характерных линий – продольных линий зуба (рис.6. и 7.), лежащих в плоскостях, перпендикулярных оси колеса. Но, к сожалению, применение манипулятора CimCore Infinity 2.0 не обеспечивает регулярного по радиусу расположения точек в измеряемых сечениях. Поэтому был разработан алгоритм и на его основе программное обеспечение, позволяющее преобразовывать отклонения от модели в нерегулярно расположенных точках, полученных из файла отчёта PowerINSPECT, в регулярный по радиальной координате массив, а так же автоматизировать процесс обработки, сопоставления и представления полученной информации [3]. Диаграммы, представленные на рис.6. и 7. построены с использованием указанной программы.

В соответствии с предложенной методикой выполнены измерения нескольких колес. Полученные результаты (некоторые из них приведены на рис. 6. и 7.) подтверждают возможность и целесообразность её применения. Например, повторяемость отклонений после переустановки не выходит за пределы $\pm 0,022$ мм (рис.6.а и 6.б), что не превышает погрешности измерительной машины.

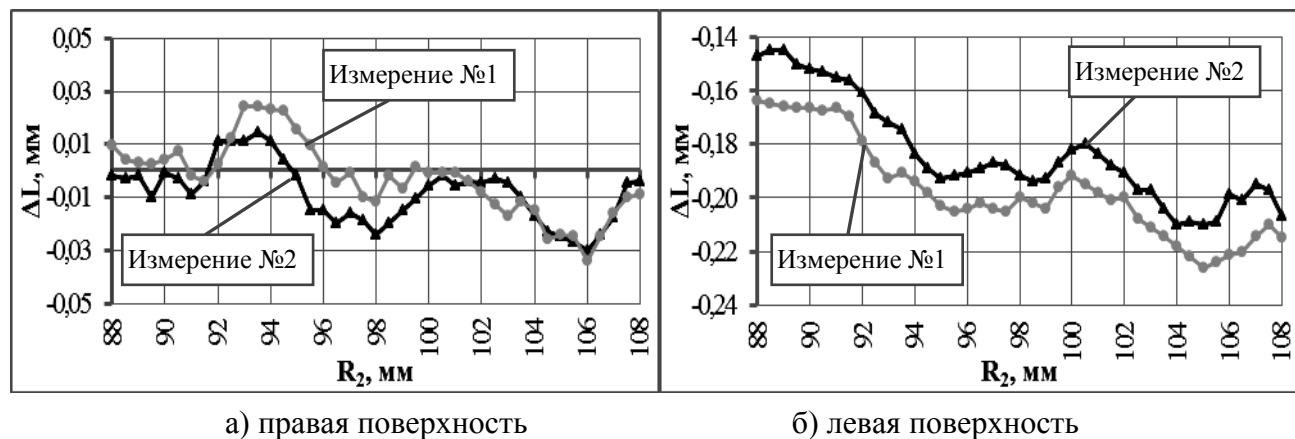


Рис. 6. Повторяемость результатов измерения продольных линий зуба спироидного колеса

На рис. 7. приведен пример изменения геометрии продольной линии зуба колеса после непродолжительных испытаний под нагрузкой.

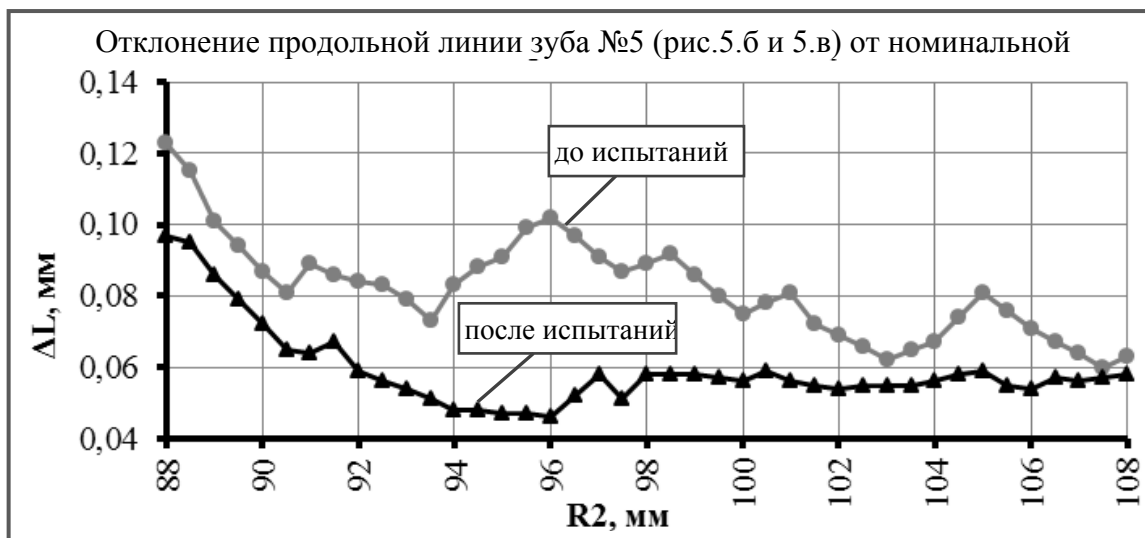


Рис.7. Результаты измерений продольной линии зуба до и после испытаний

Заключение

Рассмотренные в работе методики и схемы измерения позволяют определить эволюцию микро- и макрогеометрии контактных поверхностей зубьев червяка и колеса спироидной передачи с необходимой точностью. Кроме того, некоторые из методик могут применяться и в других работах, требующих сложных измерений, например, в исследованиях, связанных с влиянием термообработки или деформации и износа фрезы на точность спироидных колес.

Библиографические ссылки

1. *Кузнецов А.С., Корнилов А.А.* Об учете необратимых изменений контактных поверхностей спироидных передач низкоскоростных тяжело-нагруженных редукторов// «Вестник Ижевского государственного технического университета» №4–Ижевск, 2012 г.–С. 21-25.
2. *Трубачев Е.С., Бажин А.Г., Береснева А.В., Орешин А.В.* Программный комплекс исследования и проектирования спироидных передач // В сб.: «Редукторостроение России: состояние, проблемы, перспективы. Труды всероссийской научно-практической конференции с международным участием». – Санкт-Петербург, 2002.
3. *Береснева А.В., Пастухов К.Е., Бажин А.Г.* Анализ эволюции рабочих поверхностей зубьев спироидных колёс с использованием программного обеспечения Delcam PowerINSPECT //«Информационные технологии DELCAM в образовании и научных исследованиях». Доклады III международной научно-технической конференции. – Севастополь: СевНТУ, 2012г., URL: <http://edisk.ukr.net/?do=dir&#cdir=i1747016> (дата обращения: 15.03.2013).

RESEARCH OF THE K-H-V PLANETARY GEAR DEFORMATION

I. A. Blinov, PhD in Engineering, Ass. Prof., Glazov Engineering Economic Institute (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University, navi84@inbox.ru;

M. P. Myrykova, Student, Glazov Engineering Economic Institute (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University, myrykova@mail.ru;

A. V. Mogilnikov, Student, Glazov Engineering Economic Institute (branch) of Kalashnikov Izhevsk State Technical University, a.v.mogilnikov@mail.ru.

Abstract: In order to increase the load capacity of a K-H-V planetary gear it is proposed to use a layered teeth, which have a higher deformability. A method for determining flexibility of layered teeth meshing is developed. The dependence of the load distribution between pairs of layered teeth from the gear parameters is established. Recommendations for rational design of K-H-V gears are offered.

Keywords: planetary gear, tooth deformation, load distribution

ИССЛЕДОВАНИЕ ДЕФОРМАТИВНОСТИ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ К-Н-V

И. А. Блинов, кандидат технических наук, доцент, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «ИжГТУ имени М. Т. Калашикова», navi84@inbox.ru;

М. П. Мырыкова, студентка, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «ИжГТУ имени М. Т. Калашикова», myrykova@mail.ru;

А. В. Могильников, студент, Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ФГБОУ ВПО «ИжГТУ имени М. Т. Калашикова», a.v.mogilnikov@mail.ru

Аннотация: В целях повышения нагрузочной способности планетарной передачи К-Н-V предложено использование слоеного зуба, обладающего повышенной деформативностью. Разработана методика определения податливости зацепления со слоеными зубьями. Установлены зависимости распределения нагрузки в парах слоеных зубьев от параметров передачи. Даны рекомендации по рациональному конструированию передач К-Н-V.

Ключевые слова: планетарная передача, деформативность зубьев, распределение нагрузки

Введение

Широкое распространение в машиностроении получили зубчатые планетарные передачи. Особое место среди планетарных передач занимают передачи типа К-Н-V, согласно классификации проф. Кудрявцева В.Н. [1], представленные на рисунке 1.

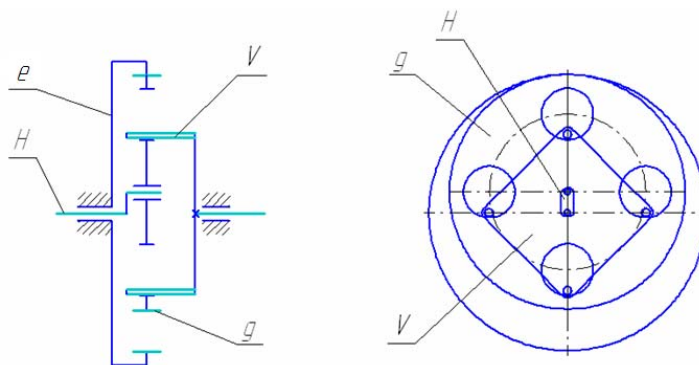


Рис. 1. Схема планетарной передачи типа К-Н-V

Такая передача содержит быстроходный эксцентриковый вал - водило Н, на эксцентрично расположенной шейке которого, как на оси, расположен сателлит g, неподвижное колесо с внутренними зубьями e, механизм восприятия момента V.

Малая разница чисел зубьев сателлита и колеса Δz обуславливает существенное преимущество передач данного типа перед другими планетарными аналогами – повышенную нагрузочную способность зацепления. Передача обладает малыми зазорами в парах зубьев и в случае, если изгибная деформация зубьев центральной пары под нагрузкой превышает зазоры в рядом расположенных парах, они вступают в работу и начинают передавать часть общей нагрузки и деформироваться совместно с центральной. Такое перераспределение нагрузки положительно сказывается на несущей способности передачи в целом.

Для учета эффекта перераспределения нагрузки при расчетах передач исследуемого типа, в формулы для определения изгибных и контактных напряжений предложено ввести коэффициент многопарности λ :

$$\lambda = \frac{F_{\max}}{F_{\text{общ}}} \quad (1)$$

где F_{\max} - сила в зацеплении пары наиболее нагруженных зубьев; $F_{\text{общ}}$ – общая нагрузка, передаваемая всеми парами зубьев в зацеплении.

Для повышения нагрузочной способности передачи необходимо стремиться к уменьшению коэффициента многопарности за счет увеличения деформативности зубьев передачи.

Повысить деформативность можно различными способами, например, за счет выполнения зуба трехслойным (рис. 2), путем изготовления паза в зубе и вставки в него пластины. Если слои между собой не связаны и силы трения между ними малы, то каждый из них деформируется как отдельная балка, имеющая свой нейтральный слой. При этом моменты инерции и моменты сопротивления трех независимо друг от друга деформирующихся балок должны

быть просуммированы. Этот путь наиболее оптимален в плане обеспечения наибольшей податливости при некотором снижении сопротивления сечений зуба изгибу.

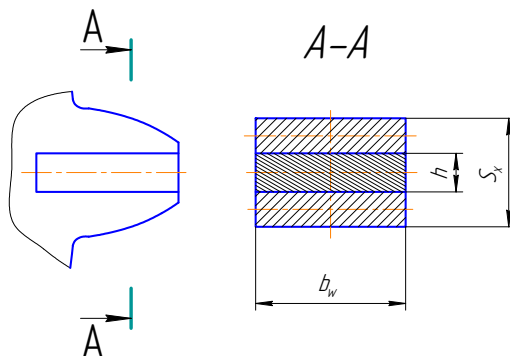


Рис. 2. Зуб с пластинчатой вставкой

Целью исследования является определение влияния геометрии слоеного зуба на коэффициент многопарности передачи и вывод рекомендаций для ее проектирования с использованием слоеного зуба.

1. Методика исследования

Базовой методикой определения сил в парах зубьев для проводимого исследования является следующая.

Геометрия зацепления определяется согласно ГОСТ 19274-73 с обязательной проверкой на предмет отсутствия интерференции профилей зубьев. При необходимости зуб укорачивается. Далее рассчитываются зазоры между зубьями колес слева и справа от пары сопрягаемых зубьев согласно методике, изложенной в [2]. После вычисления зазоров составляются уравнения совместности деформаций зубьев, имеющих общий вид (2), по которым определяются количество пар зубьев несущих нагрузку и распределение сил в отдельных парах.

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= \delta b_w c, \\ P_{i=1} &= (\delta - \Delta_{i=1}) b_w c, \\ P_{j=1} &= (\delta - \Delta_{j=1}) b_w c, \\ &\dots\dots\dots, \\ P_{i=n} &= (\delta - \Delta_{i=n}) b_w c, \\ P_{j=m} &= (\delta - \Delta_{j=m}) b_w c, \\ P_0 + \sum_{i=1}^n P_i + \sum_{j=1}^m P_j &= T_e / r_{be}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где c – жесткость зацепления, δ – деформация пары зубьев, T_e – момент на колесе с внутренними зубьями, r_{be} – радиус основной окружности колеса с внутренними зубьями, P – силы в парах зубьев, i, j – порядковые номера пар справа и слева относительно центральной.

Такой порядок определения сил применим для цельного зуба. В нашем случае, при использовании слоеного зуба, необходимо установить связь податливости зубьев с их геометрией. Для этого зубья сателлита и колеса были рассмотрены как консольно-закрепленные балки, перемещения которых были определены методом Мора по общеизвестной формуле (3).

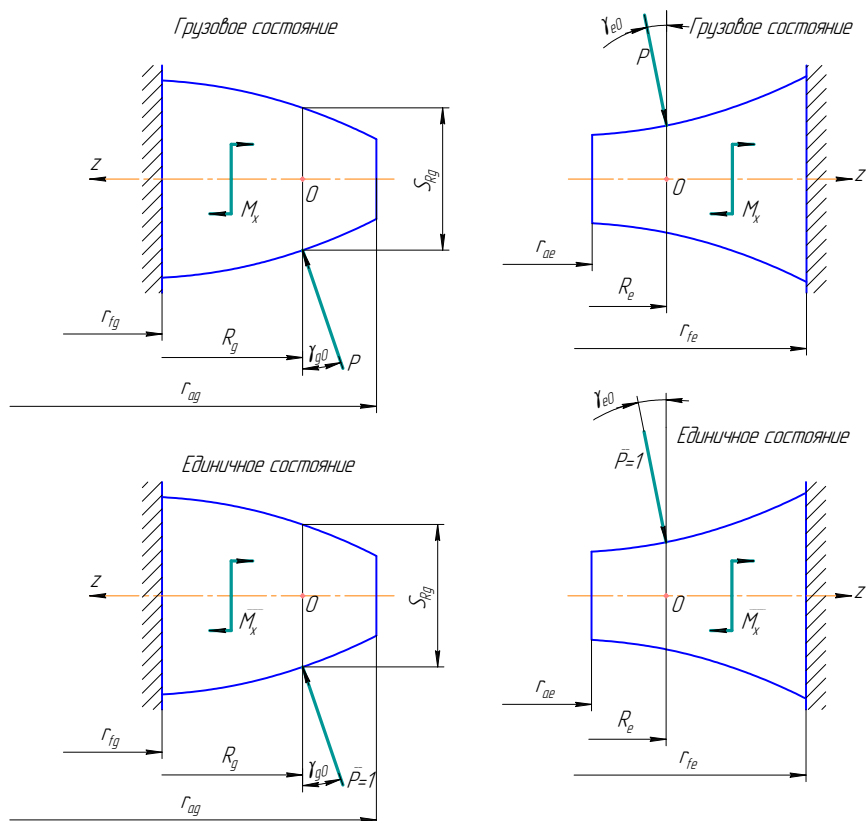


Рис. 3. Схемы нагружения зубьев центральной пары

$$\delta = \sum \int_0^1 \frac{M_x(z) \cdot \bar{M}_x(z)}{E \cdot I_x(z)} dz \quad (3)$$

где $M_x(z)$, $\bar{M}_x(z)$ - функциональные зависимости изгибающих моментов от продольной координаты сечения в нагруженном состоянии и в единичном, для центральной пары соответственно (рис. 3)

$$M_x(z) = Pz \cos \gamma_{g0} - 0.5PS_{Rg0} \sin \gamma_{g0}, \quad \bar{M}_x(z) = Pz \cos \gamma_{e0} - 0.5PS_{Re0} \sin \gamma_{e0},$$

$$\bar{M}_x(z) = z \cos \gamma_{g0} - 0.5S_{Rg0} \sin \gamma_{g0}, \quad \bar{M}_x(z) = z \cos \gamma_{e0} - 0.5S_{Re0} \sin \gamma_{e0};$$

S_{Rg0} , S_{Re0} - толщины зубьев в сечениях с продольной координатой z , определяются согласно ГОСТ 19274-73, E – модуль упругости первого рода;

$I_x(z)$ – зависимость момента инерции сечений слоеного зуба от продольной координаты,

$$I_x(z) = \frac{b_w}{12} \left(h^3 + \frac{(S_x(z) - h)^3}{4} \right) \quad (\text{см. рис. 2});$$

γ_{g0}, γ_{e0} - углы наклона линии действия силы в зацеплении к поперечному сечению зубьев сателлита и эпицикла, (см. рис. 4),

$$\text{для центральной пары } \gamma_{g0} = \text{tg}\alpha_{Rg} - \text{tg}\alpha_{ag} + \alpha_{ag} + \frac{1}{2} \arccos\left(\frac{2r_{ag}^2 - S_{ag}^2}{2r_{ag}^2}\right);$$

$$\gamma_{e0} = \text{tg}\alpha_{Re} - \text{tg}\alpha_{ae} + \alpha_{ae} + \frac{1}{2} \arccos\left(\frac{2r_{ae}^2 - S_{ae}^2}{2r_{ae}^2}\right).$$

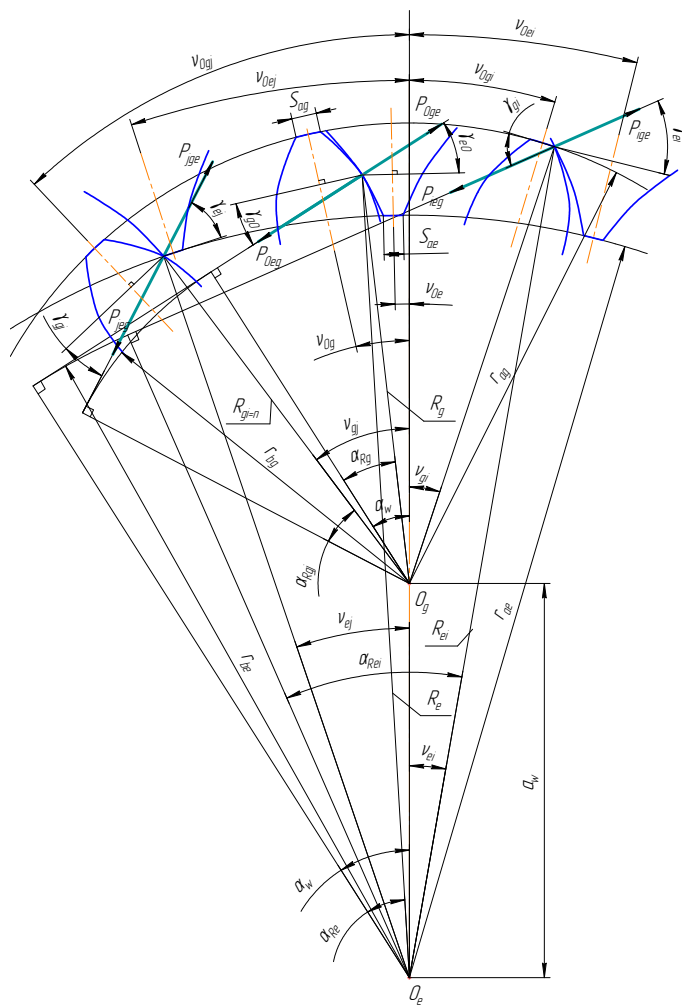


Рис. 4. К определению углов γ

Зубья сателлита и колеса при передаче нагрузки деформируются совместно, поэтому общая изгибная деформация центральной пары определяется суммой двух интегралов (3) - для сателлита и колеса. Получим довольно сложную для непосредственного интегрирования

формулу, решение которой можно найти приближенно, заменив интеграл суммой площадей прямоугольников шириной $\Delta z_g = \frac{R_g - r_{fg}}{n}$ для сателлита и $\Delta z_e = \frac{r_{fe} - R_e}{n}$ для колеса, где n – количество элементарных прямоугольников, и высотой, определяемой подынтегральной функцией. Заменим интегрирование суммированием, вынесем силу в зацеплении P и ширину зубчатого венца b_w за скобки, тем самым приведем формулу к виду $\delta = \frac{P}{b_w c}$, удобному для использования в составе системы уравнений (2). Тогда податливость центральной пары

$$\frac{1}{c} = \frac{48}{E} \left[\sum_{k=1}^n \frac{(z_k \cos \gamma_{g0} - 0.5S_{Rg0} \sin \gamma_{g0})^2}{4h^3 + \left(2(R_g - z_k) \left(\frac{0.5\pi + 2x_g \tan \alpha}{z_g} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \left(\arccos \frac{d_{bg}}{2(R_g - z_k)} \right) \right) \right) - h} \right]^3 \Delta z_g + \left[\sum_{m=1}^n \frac{(z_m \cos \gamma_{e0} - 0.5S_{Re0} \sin \gamma_{e0})^2}{4h^3 + \left(2(R_e + z_m) \left(\frac{0.5\pi - 2x_g \tan \alpha}{z_g} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \left(\arccos \frac{d_{bg}}{2(R_e + z_m)} \right) \right) \right) - h} \right]^3 \Delta z_e \right] \quad (5)$$

Аналогично выводим формулы для определения жесткости пар зубьев слева (6) и справа (7) относительно центральной.

$$\frac{1}{c} = \frac{48}{E} \left[\sum_{k=1}^n \frac{(z_k \cos \gamma_{gj} - 0.5S_{rgj} \sin \gamma_{gj})^2}{4h^3 + \left(2(R_{gj} - z_k) \left(\frac{0.5\pi + 2x_g \tan \alpha}{z_g} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \left(\arccos \frac{r_{bg}}{R_{gj} - z_k} \right) \right) \right) - h} \right]^3 \Delta z_{gj} + \left[\sum_{m=1}^n \frac{(z_m \cos \gamma_{ei} - 0.5S_{Rei} \sin \gamma_{ei})^2}{4h^3 + \left(2(r_{ae} + z_m) \left(\frac{0.5\pi - 2x_g \tan \alpha}{z_g} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \left(\arccos \frac{r_{bg}}{r_{ae} + z_m} \right) \right) \right) - h} \right]^3 \Delta z_{ej} \right] \quad (6)$$

После составления систем (2) и определения сил в парах зубьев можно определить коэффициент многопарности по формуле (1).

$$\frac{1}{c} = \frac{48}{E} \left[\sum_{k=1}^n \frac{(z_k \cos \gamma_{gi} - 0.5S_{ag} \sin \gamma_{gi})^2}{4h^3 + \left(2(r_{ag} - z_k) \left(\frac{0.5\pi + 2x_g \tan \alpha}{z_g} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \left(\arccos \frac{r_{bg}}{r_{ag} - z_k} \right) \right) - h \right)^3 \Delta z_{gi}} + \sum_{m=1}^n \frac{(z_m \cos \gamma_{ei} - 0.5S_{Rei} \sin \gamma_{ei})^2}{4h^3 + \left(2(R_{ei} + z_m) \left(\frac{0.5\pi - 2x_g \tan \alpha}{z_g} - \text{inv} \alpha + \text{inv} \left(\arccos \frac{r_{bg}}{R_{ei} + z_m} \right) \right) - h \right)^3 \Delta z_{ei}} \right] \quad (7)$$

2. Установленные зависимости

Расчет коэффициента многопарности был автоматизирован в системе компьютерной алгебры MathCAD. При помощи созданной программы были построены графики зависимости λ от нагрузки и геометрических параметров передач с цельным и слоеным зубом. Приведем некоторые из них.

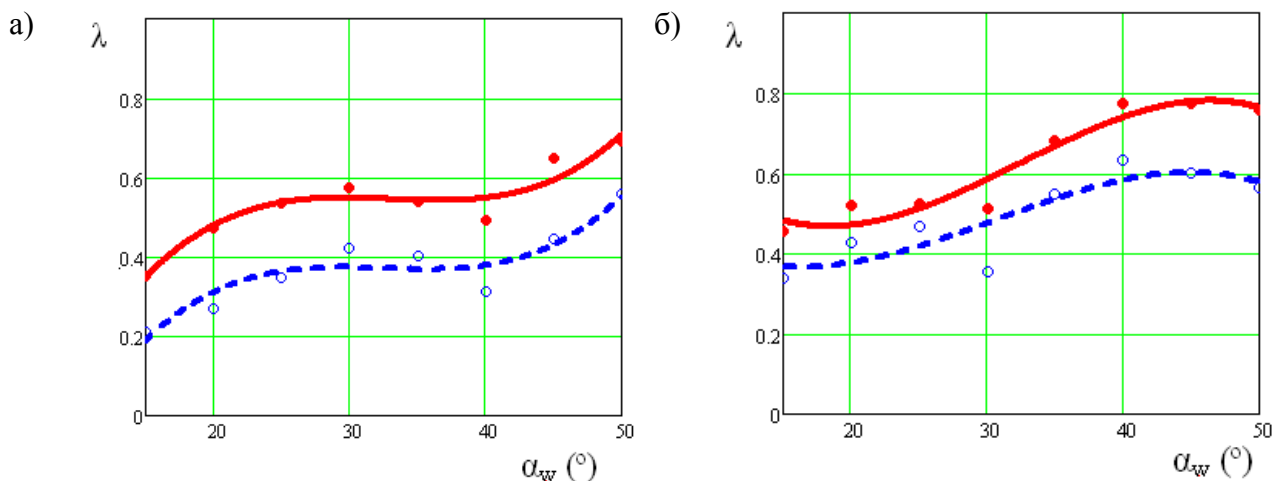


Рис. 5. Графики зависимости $\lambda(\alpha_w)$: а – при $\Delta z = 2$ ($mE/W = 291$);

б – при $\Delta z = 3$ ($mE/W = 436$); ●●● - значения $\lambda(\alpha_w)$ для передачи с цельными зубьями; — - кривая, аппроксимирующая значения $\lambda(\alpha_w)$ для передачи с цельными зубьями;
○ ○ ○ - рассчитанные значения $\lambda(\alpha_w)$ для передачи с составными зубьями;
- - - кривая, аппроксимирующая значения $\lambda(\alpha_w)$ для передачи с составными зубьями

Заключение

Проведенное исследование показывает, что наиболее эффективен переход с цельных зубьев на составные при больших значениях чисел зубьев колеса и оптимальной разнице в числах зубьев колес $\Delta z = 2$. При $\Delta z = 1$ и $\alpha_w = 45^\circ$ приходится значительно укорачивать зубья, предотвращая интерференцию, что недопустимо уменьшает коэффициент перекрытия и од-

новременно увеличивает зазоры в парах зубьев. Составные зубья целесообразно использовать при больших передаваемых нагрузках. Толщина пластинчатой вставки должна выполняться по возможности большей, но несколько меньше толщины зуба на окружности вершин.

При проектировании передачи со слоеными зубьями необходимо учитывать, что сложность изготовления зубчатых колес возрастает с уменьшением модуля зуба. Поэтому целесообразно такие зубья применять в крупномодульных передачах.

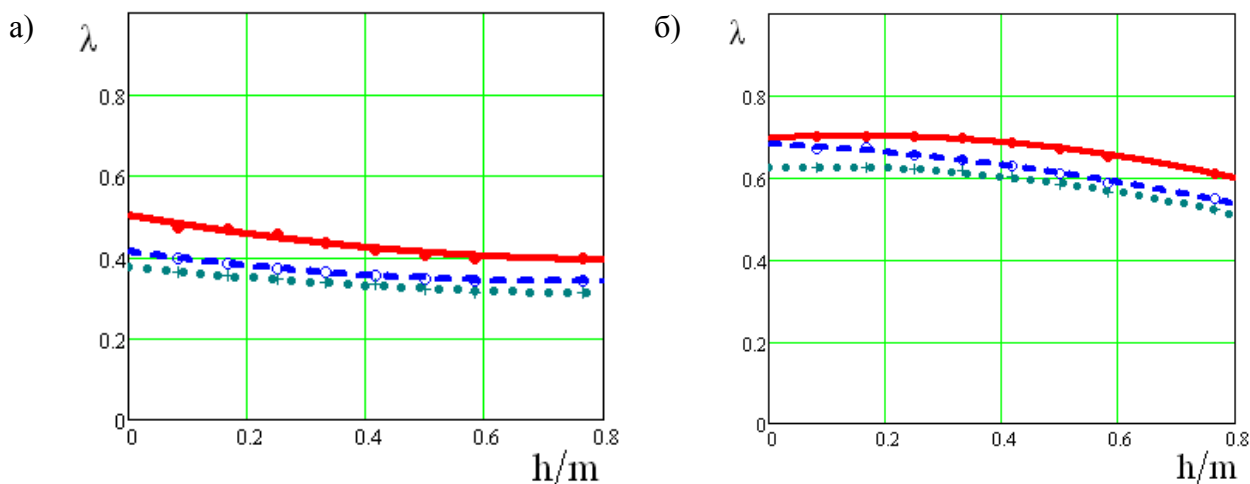


Рис. 6. Графики зависимости $\lambda(h/m)$: а – при $\alpha_w = 30^\circ$; б – при $\alpha_w = 45^\circ$;

●●● - значения $\lambda(h/m)$ при нагрузке $mE/W = 698$;

— - кривая, аппроксимирующая значения $\lambda(h/m)$ при нагрузке $mE/W = 698$;

○○○ - рассчитанные значения $\lambda(h/m)$ при нагрузке $mE/W = 349$;

— - кривая, аппроксимирующая значения $\lambda(h/m)$ при нагрузке $mE/W = 349$;

+++ - значения $\lambda(h/m)$ при нагрузке $mE/W = 232$;

●●● - кривая, аппроксимирующая значения $\lambda(h/m)$ при нагрузке $mE/W = 232$

Библиографические ссылки

1. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. Планетарные передачи. Справочник.– Л.: Машиностроение, 1977.– 563 с.
2. Плеханов Ф.И., Блинов И.А. Исследование влияния геометрии зацепления планетарной передачи на распределение нагрузки между зубьями колес // Сб. ст. «Вестник ИжГТУ». – Ижевск: ИжГТУ. - 2010. – вып. 3 (47) – С. 32-34.
3. Плеханов Ф.И. Зубчатые планетарные передачи. Типы, основы кинематики, геометрии и расчета на прочность: Учебно-научное пособие для высших учебных заведений. – Ижевск: Удмуртия, 2003. – 200 с.

PLANETARY GEARS WITH FLEXIBLE LINKAGES

*L. A. Borisenko, DSc in Engineering, Professor,
Belarusian-Russian University, Mogilev, Republic of Belarus*

Abstract. The article deals with the principles of construction, some elements of the theory, general classification of planetary gears with flexible linkages and some experience of construction of such elements. Flat belts, multiple V-belts and toothed belts as well as different chains are used as flexible linkages. This is a new, unstudied class of planetary gears in addition to existing planetary gears with toothed wheels and wave gearings.

Keywords: flexible linkage, planetary gear, gear ratio

ПЛАНЕТАРНЫЕ МЕХАНИЗМЫ С ГИБКИМИ СВЯЗЯМИ

*Л.А. Борисенко, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет,
Республика Беларусь*

Аннотация. В статье излагаются принципы построения, элементы теории и приводится общая классификация планетарных механизмов с гибкими связями, а также некоторый опыт конструирования таких механизмов. В качестве гибких связей используются плоские, поликлиновые и зубчатые ремни, а также различные виды цепей. Это новый, неизученный класс планетарных механизмов, занимающий место в общем ряду с известными планетарными механизмами с зубчатыми колесами и волновыми передачами.

Ключевые слова: гибкая связь, планетарная передача, передаточное отношение

Специфические требования, предъявляемые к приводам мехатронных устройств, обуславливают необходимость поиска новых передаточных механизмов, осуществляющих передачу и преобразование движения от управляемых электродвигателей. В этом отношении представляет интерес изучение возможности использования нового вида механизмов - планетарных механизмов с гибкими связями (ПМГС). В передаче движения участвует большое число элементов, что вносит качественные изменения в процесс функционирования передачи. Этот класс механизмов занимает место в ряду известных планетарных механизмов с зубчатыми колесами и волновых передач. Представленный в статье материал систематизирует уже накопленный опыт создания таких механизмов.

Основные результаты исследования и разработки ПМГС изложены в статьях автора [1, 2, 3, 4]. Предложенные схемы защищены патентами РБ [5 – 8].

Известны попытки создания передаточных механизмов, в которых используются гибкие связи, однако механизмы такого типа имеют ограниченный диапазон применения и решают частные специфические задачи. Широкое признание получили так называемые волновые передачи, которые наряду с рядом достоинств обладают определенными ограничениями. Рассматриваемый здесь планетарный механизм может быть осуществлен с диапазоном передаточных отношений 40 – 80, который нельзя реализовать в волновой передаче из-за слишком больших деформаций гибкого колеса.

В основе образования планетарного механизма с гибкой связью лежит обычная рядовая передача с гибкой связью. Способ преобразования рядового механизма с гибкой связью в планетарный аналогичен способу преобразования обычной рядовой зубчатой передачи в планетарный механизм: если стойке рядовой передачи сообщить вращение вокруг одного из колес, принятого за неподвижное, – получим планетарную передачу. На рисунке 1 показаны две схемы передач с гибкой связью – рядовая и образованная из нее планетарная передача. Если придать стойке рядовой передачи с гибкой связью вращение вокруг оси звездочки 1, то звездочка 2 благодаря гибкой связи получит вращение, а стойка рядовой передачи с гибкой связью превращается в водило Н. Далее вращение звездочки 2, уже рассматриваемой как сателлит, следует передать выходному звену механизма. Передаточное отношение полученной передачи определяется отношением угловой скорости водила Н к угловой скорости сателлита 2.

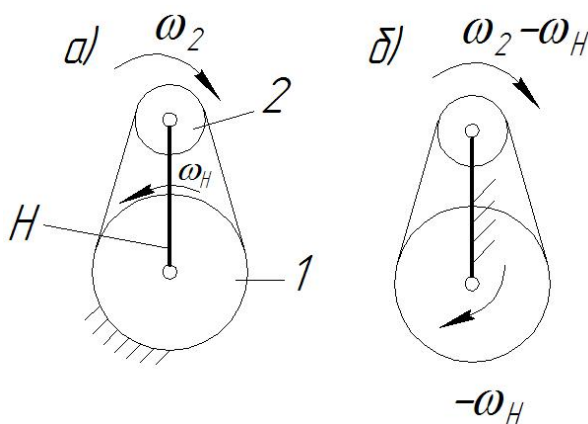


Рисунок 1. Схема ПМГС и сопутствующей ему рядовой передачи

Эту схему можно рассматривать как нечто среднее между волновым и планетарным механизмом, По отношению к ним механизм обладает рядом полезных свойств. Автор определяет эту схему как планетарную передачу с гибкой связью. Основным активным элементом ее является гибкая связь, охватывающая примерно половину диаметра шкива и покоящаяся на нем. Этим она отличается от гибкой металлической оболочки, используемой в

волновых передачах, контактирующей только некоторой частью и непрерывно деформирующейся.

Иногда высказывается мнение, что это волновая передача с одной волной деформации. Однако, основным признаком волновой передачи, отличающим ее от планетарной, считается отсутствие звеньев с планетарным движением [10]. В рассматриваемой передаче в явном виде присутствует сателлит с планетарным движением. Кроме того в волновой передаче имеет место перемещение зубьев по высоте, в то время как в ПМГС контактирующие зубья покоятся на дуге обхвата.

ПМГС могут быть осуществлены во фрикционном варианте и в варианте с зацеплением посредством зубьев. В качестве гибких могут использоваться поликлиновые и зубчатые ремни, а также зубчатые и пластинчатые цепи.

ПМГС являются альтернативой волновым передачам и отличаются от них рядом преимуществ. ПМГС отличаются простотой устройства и широким спектром возможного применения. В ряде случаев такие передачи не требуют смазки и могут быть осуществлены с использованием высокопрочных полимерных материалов, что снижает их материалоемкость и стоимость изготовления.

Представленная на рисунке 1 схема служит для пояснения принципа образования планетарного механизма с гибкой связью и не может быть использована на практике в качестве редуктора при представленных на рисунке относительных размерах звеньев из-за большого межосевого расстояния. Суть основной идеи, защищенной патентом РБ N4493 и определившей возможность создания таких механизмов, состоит в том, что межосевое расстояние между звеньями 1 и 2 (длина водила Н) уменьшено до минимального эксцентриситета, которого можно достичь, если звенья 1 и 2 находятся в разных плоскостях, а звено 1 выполнено из двух частей, что обеспечивает равномерное нагружение гибкой связи.

Механизм с гибкой связью может иметь две модификации: с вращающимся сателлитом (схема а) и с сателлитом, совершающим круговое поступательное движение (схема б) на рисунке. Две модификации этих механизмов и их основные характеристики представлены на рисунке 2. Большее практическое значение имеет схема а.

Схема механизма	Числа зубьев колес	Знак передаточного отношения	Формула передаточного отношения
	$Z_2 < Z_1$	$i < 0$	$i = 1 / (1 - Z_1 / Z_2)$
	$Z_2 > Z_1$	$i > 0$	
	$Z_2 < Z_1$	$i > 0$	$i = 1 / (1 - Z_2 / Z_1)$
	$Z_2 > Z_1$	$i < 0$	

Рисунок 2. Две модификации двухколесной схемы планетарного механизма с гибкими связями

Графики зависимости передаточного отношения планетарной передачи с гибкой связью от отношения чисел зубьев имеют характерный вид гиперболы (рисунок 3).

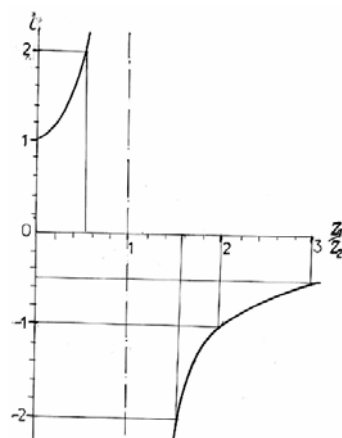


Рисунок 3. График зависимости передаточного отношения ПМГС от отношения чисел зубьев шкивов Z_1/Z_2 (для схемы а на рисунке 2)

Здесь обозначено: Z_1 - число зубьев неподвижного шкива, Z_2 – число зубьев сателлита. Из анализа графика следует, что у функции, представленной на графике, имеется асимптота при значении $Z_1/Z_2=1$ и передаточное отношение в этой точке стремиться к бесконечности. Физически это означает, что при равенстве чисел зубьев неподвижного и подвижного шкива при вращении входного вала выходной вал неподвижен. В таком случае точки на шкиве - сателлите движутся по круговой траектории, а сам шкив совершает движение без поворота – круговое поступательное движение. При переходе через точку $Z_1/Z_2=1$ происходит изменение направления вращения выходного вала. Аналогичный вид имеет график передаточного отношения для механизма схемы б.

Возможны две схемы реализации планетарных редукторов с гибкой связью: с двумя звездочками и с четырьмя звездочками. (Возможен даже вариант исполнения редуктора с одной звездочкой и устройством удержания гибкой связи от поворота).

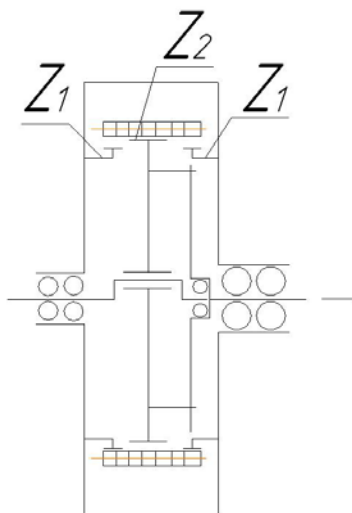


Рисунок 4. Схема ПМГС с двумя звездочками

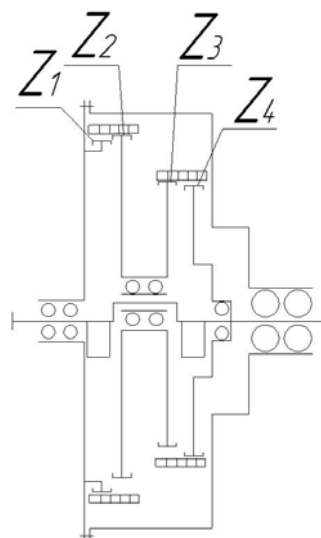


Рисунок 5. Схема ПМГС с четырьмя звездочками (условная схема без деления звездочек на две половины)

В схеме с четырьмя звездочками (рисунок 5) сателлит выполнен с двумя зубчатыми венцами с числами зубьев различающимися на один зуб, кроме того имеется неподвижная звездочка, закрепленная в корпусе, и подвижная звездочка, установленная на выходном валу. Входным звеном является водило. Неподвижная звездочка и первая звездочка на сателлите различаются по числу зубьев на один зуб и охвачены приводной цепью, вторая звездочка сателлита и звездочка на выходном валу также различаются по числу зубьев на один зуб и также охвачены цепью. Числа звеньев обеих цепей различны и на единицу больше чисел зубьев наибольших звездочек в своих ветвях. Обе цепи имеют одинаковый шаг.

Обязательное требование для существования механизма - межосевые расстояния в обеих ветвях должны быть одинаковы.

Для определения передаточного отношения цепного планетарного редуктора вне зависимости от его схемы определяется с использованием метода обращения движения, известного из теории зубчатых планетарных механизмов. Суть его в том, что стойке механизма сообщается движение с угловой скоростью равной угловой скорости водила, но в противоположном направлении. Тогда водило условно становится неподвижным и механизм превращается в рядовой, в данном случае в рядовую зубчатую передачу.

Применим этот подход к механизму с двумя звездочками (рисунок 4).

Определим передаточное отношение обращенного механизма :

$$i_{12}^H = -\omega_H / (\omega_2 - \omega_H) = Z_2 / Z_1, \quad (1)$$

где ω_H – угловая скорость водила, ω_2 – угловая скорость сателлита.

Разделим числитель и знаменатель на ω_2 .

Обозначив $i_{пл} = \omega_H / \omega_2$, получим

$$i_{12}^H = -i_{пл} / (1 - i_{пл}), \quad (2)$$

откуда следует формула для определения передаточного отношения двухколесного планетарного механизма:

$$i_{пл} = i_{12}^H / (i_{12}^H - 1) = Z_2 / Z_1 / (Z_2 / Z_1 - 1) = 1 / (1 - Z_1/Z_2). \quad (3)$$

Если разность чисел зубьев равна единице, для механизма, у которого $Z_1 < Z_2$, передаточное отношение положительно и равно числу зубьев большей звездочки, для механизма, у которого $Z_1 > Z_2$, передаточное отношение отрицательно и равно числу зубьев меньшей звездочки.

В зависимости от соотношения чисел зубьев звездочек выходной вал вращается в сторону вращения входного вала или в противоположном направлении. Это может существенно влиять на КПД механизма.

Заметим, что в формулах не присутствует число зубьев цепи. Передаточное отношение определяется только соотношением чисел зубьев звездочек.

Для планетарного механизма с четырьмя звездочками (схема на рисунке 5) аналогичным образом можно вывести формулу

$$i_{пл} = i_{14}^H / (i_{14}^H - 1), \quad (4)$$

где $i_{14}^H = Z_2 Z_4 / Z_1 Z_3$.

Если принять числа зубьев звездочек во второй ветви равными, т.е. $Z_3 = Z_4$, и произвести преобразование формулы (4), разделив числитель и знаменатель на i_{14}^H , формула (4) переходит в формулу (3). Это означает, что вторая ветвь при равных числах зубьев

выполняет роль механизма, осуществляющего передачу вращения от сателлита на выходной вал без преобразования угловой скорости (механизма W , как его принято обозначать в теории планетарных механизмов). Существенным достоинством планетарного механизма с четырьмя звездочками является то, что отпадает необходимость использования механизма крестовой или шарнирной муфты.

Если в механизме с двумя звездочками при разности чисел зубьев звездочек равной единице передаточное отношение сразу предсказуемо и равно числу зубьев меньшей звездочки, то в механизме второй схемы передаточное отношение предугадать трудно.

При работе цепных передач с зубчатыми цепями ввиду большого числа пластин в одном звене цепи не все пластины одновременно вступают в контакт с зубьями, что приводит к растягиванию по времени удара, в результате чего сила удара снижается, это обуславливает небольшой шум передачи, уровень которого существенно снижается при больших скоростях при работе со звездочками, имеющими шлифованные зубья. Поэтому такие цепи иногда называют «бесшумными».

Ниже приводятся фотографии оригинальных конструкций мелко модульных зубчатых цепей, разработанных автором.

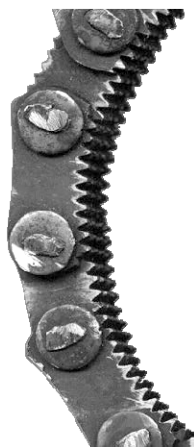


Рисунок 7. Фотография фрагмента мелко модульной пластинчатой зубчатой цепи с модулем 1 мм и числом пластин 8

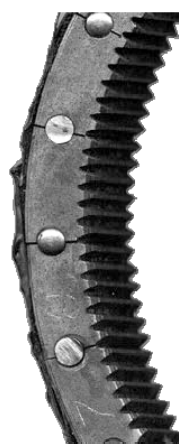


Рисунок 8. Фотография фрагмента мелко модульной зубчатой цепи на основе разрезного зубчатого колеса



Рисунок 9. Фотография мелко модульных разрезных зубчатых цепей
в сборке с сателлитами с числами зубьев цепей 142 и 82 и модулем 1 мм

Возможность разборки цепи на сегменты позволяет производить шлифование зубьев, что практически невозможно в цельных зубчатых колесах. Это тоже одно из достоинств зубчатой гибкой связи.

Такая конструкция зубчатой цепи обеспечивает ряд особенностей, характеризующих работу механизма.

Первая особенность заключается в том, что связь звеньев – сегментов односторонняя. Это значит, что усилие от одного сегмента к другому может передаваться только в одном направлении – в направлении замыкания кинематической пары сегмент-палец, а, следовательно, цепь может работать только на сжатие. В направлении размыкания кинематической пары усилие передаваться не может. Этим она принципиально отличается от обычных пластинчатых цепей.

При нагружении крутящим моментом сателлита усилие со стороны зубьев сателлита передается контактирующим с ним зубья цепи, которые в свою очередь через цилиндрические пальцы и последующие сегменты передают усилия на зубья неподвижного (опорного) зубчатого колеса. При этом цепь совершает волнообразное движение, обеспечивая возможность обкатывания сателлита по окружности. Однако, в отличие от полной неподвижности, в результате волнообразных движений цепь как одно целое перемещается относительно корпуса. Это еще одна характерная особенность, отличающая механизм с гибкими связями от известного волнового механизма

Вторая особенность заключается в том, что зубья цепи входят в контакт с зубьями сателлита на полную высоту, что обеспечивает более выгодные, чем в волновой передаче условия нагружения зубьев. Заметим, что в традиционной волновой передаче только

небольшая часть зубьев из общего числа контактирующих зубьев входит на полную высоту – на остальных зубьях постепенно уменьшается глубина захода вплоть до полного выхода зубьев из зацепления.

Для обеспечения полноты зацепления зубьев цепи и звездочек, при нарезании зубьям цепи желательно назначать определенное положительное смещение, а зубьям сателлита – отрицательное смещение.

Библиографические ссылки

1. *Борисенко Л.А.* Принципы построения и классификация планетарных передаточных механизмов с гибкими связями //Вестн. Белорус.-Рос. ун-та – 2008.-N4- с. 69-75.
2. *Борисенко Л.А.* Основы проектирования цепных планетарных редукторов с втулочными и роликовыми приводными цепями //Л.А.Борисенко //Вестн. Белорус.- Рос. ун-та 2010.-N4- с.33-39.
3. *Борисенко Л.А.* Основы проектирования цепных планетарных редукторов с мелкомодульными зубчатыми цепями / Л.А.Борисенко //Вестн. Белорус.-Рос. ун-та – 2011. – N3 – с.24-34.
4. *Борисенко Л.А.* Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств: монография /Л.А.Борисенко. - Могилев: Белорус.-Рос. ун-т,2013.-186 с.
5. Пат.4493 РБ, МКИ F 16Н 1/32. Ременная планетарная передача/ Л.А.Борисенко.- N19980569;заявл.15.06.98. опубл. 30.06.02.-3 с.
6. Пат. 5247 РБ, МКИ F 16Н 55/00. Планетарная передача с гибкой связью/ Л.А.Борисенко .- N2080770; заявл. 29.06.07опубл. 14.10.08.- 3 с.
7. Пат. 7085 РБ, МКИ F 16 Н 9/26. Зубчато-цепная планетарная передача/ Л.А.Борисенко .- N20100702; опубл. 28.02.11. – 3 с.
8. Пат. 8293 РБ, МКИ F 16 Н 9/26. Зубчато-цепная планетарная передача / Л.А.Борисенко, Д.Н.Калеев .- N2011054; заявл. 03.10.11; опубл. 30.06.12.- 3 с.

DESIGN OF A SENSING AND TESTING SYSTEM FOR MAGNETIC TRANSMISSIONS

G. Carbone, F. Tedeschi, M. Ceccarelli,

LARM: Laboratory of Robotics and Mechatronics, University of Cassino and South Lathium

Italy, carbone@unicas.it

Abstract: This paper shows the design of a novel user-friendly sensing and testing system for magnetic gear transmissions. The proposed architecture requires the integration of several hardware components and sensors. Careful attention has been addressed in the integration of the required components in a proper architecture that can be managed by a single user in a user friendly manner. Additionally, a specific Virtual Instrument has been developed in Labview environment in order to manage the whole set of hardware components and to show graphical plots of each significant measure with easy operation features even for non-expert users.

Keywords: magnetic gear, sensing and testing system design, cryogenic environment

ПРОЕКТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ДИАГНОСТИКИ И ИСПЫТАНИЙ

МАГНИТНЫХ ПЕРЕДАЧ

G. Carbone, F. Tedeschi, M. Ceccarelli,

LARM: Laboratory of Robotics and Mechatronics, University of Cassino and South Lathium,

Италия, carbone@unicas.it

Аннотация: В статье показано проектирование оригинальной удобной для пользователя системы диагностики и испытний магнитных трансмиссий. Предложенная архитектура требует интеграции нескольких аппаратных компонентов и сенсоров. Особое внимание было уделено интеграции требуемых компонентов в требуемую архитектуру, которая может быть организована одним пользователем в удобной для него форме. Вдобавок, был создан оригинальный виртуальный инструмент в среде Labview для организации всего набора аппаратных компонентов и представления графических изображений для каждого значащего измерения с простым управлением даже для неопытных пользователей.

Ключевые слова: магнитная передача, проектирование системы диагностики и испытаний, условия криогенных температур

Introduction

Magnetic Gears Transmission (MGT) can improve certain characteristics compared with traditional gearboxes. The main advantages include: compactness and no wear, high reduction

ratios, coaxial input and output shafts, contactless power transfer, lubricant-free operation, inherent overload protection, and little or no maintenance [1]. Despite these advantages, MGT in the recent past have received little attention from research institutions and industry, due to the relative complexity of magnetic gears and the lack of suitable permanent magnet [2]. Nowadays, thanks to the improvements in permanent magnet technology, MGT are subject of continuous developments, with particular emphasis on improved performance characteristics, reduced size and reduced weight. These features can particularly fit in space environments applications where gearboxes must fulfill a complex set of characteristics and constraints. For example, in space applications the use of traditional transmissions is limited by lubrication. In fact, any kind of oil or grease freezes at space cryogenic conditions losing its lubricant properties.

This paper presents the design of a user-friendly and fully integrated system in Labview environments to study and analyze the dynamics behavior of MGTs. The main objective of this development is to validate experimentally both operation features and real performance of MGTs in a standardized manner with a user-friendly easy-operation device.

1. The attached problem

The whole design of a sensing and testing systems for MGT include several high demanding constraints with the following minimum set of components: one motor on the input shaft; one brake on the output shaft; 2 sensors for measuring the angular speed on the input and output shafts of MGT; 2 sensors for measuring the torque on the input and output shafts of MGT; 2 sensors for measuring the temperature inside and outside the MGT; 2 sensors for measuring the magnetic field inside and outside the MGT; 3 sensor for measuring vibration inside and outside the MGT gear; a motor control board; a multi-channels sensor data acquisition board; supply power system; a computer.

A picture of schematic setup is shown in Fig. 1. The layout test-bed refers also to previous experiences proposed in literature such as [3] [4] [5] [6]. A sensing system box has been built to include supply power system, motor control board, the sensor conditioning card, and data card acquisition board. A PC or laptop computer has been equipped with Labview software and connected to the sensing and testing system via USB standard plugs.

After a careful selection procedure, the following main components have been selected for a test-bed: a customized power supply system; one AC three-phase motor model Tercesa 90S; one inverter Emerson model SKBD200110; 2 torque sensors KTR Dataflex models 16/10 and 16/30; 2 encoders GESgroup model IH950; 2 laser sensors Microepsilon model ILD 1302-50; 3 accelerometer Dytran model 3233A; 2 LakeShore temperature sensors PT-111; 2 LakeShore Hall

generators model HGCA-3020; 4 NI-USB6009 data card acquisition system; a laptop computer with Labview software.

Several components have been assembled to provide proper power supply to each component of the sensing and testing systems by using a standard 220V, 50Hz power supply plug. The operation of the proposed power supply system requires magneto-thermic and differential protection, a cooling system and 4 fixed DC power supply circuits at 5, 12, 24, ± 12 Volts.

The three-phase AC motor model Tercesa 90S has an electrical power of 1100 Watt; it can reach a maximum nominal speed of 1500 rpm (rotation per minute) and a nominal torque of 7,5 Nm. These values can be considered suitable to test a typical MGT.

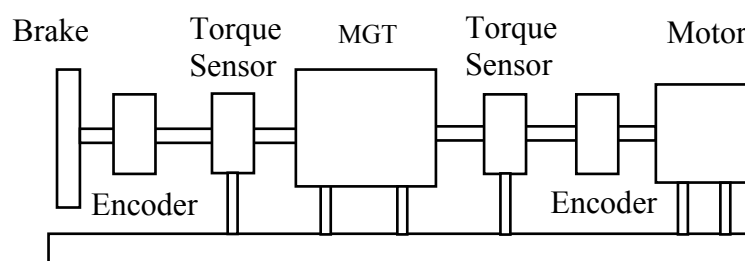


Fig. 1. Schematic lay-out for experimental test bed

The inverter Emerson Commander model SKBD200110 has been selected to work together with the AC motor and allows obtaining a speed control. The energy dissipation on the output shaft has been achieved with an electromagnet brake EIDE model FAET-3 FE d.30 and a customized control card EIDE mod. EE1000.

PT-111 platinum resistance thermometers have been selected, since they are a suitable choice for use as cryogenic temperature sensing in the range from 30 K to 873 K. Over this temperature span PT-111 offer high repeatability and nearly constant sensitivity. Like all resistors, platinum RTDs can be measured by current excitation and voltage measurement.

Hall generator HGCA 3020 has been selected for magnetic field measurements since they are among the few magnetic field sensors that can be suitable for cryogenic operation. The operating range of this sensor is ± 30 kG and can be conveniently used even below 60 Kelvin. It requires a nominal control current exciting of 100 mA. In these conditions, magnetic sensitivity is from 0.55 to 1.05 mV/Kg.

Two KTR Dataflex sensors models 16/10 and 16/30 have been selected as a suitable option to measure torque and angular speed. In particular, the KTR Dataflex sensor model 16/10 has been installed on the input shaft to measure a torque up to 10 Nm. The KTR Dataflex sensor model 16/30 has been installed on the output shaft to measure a torque up to 30 Nm. The torque signal is displayed as proportional direct voltage $-10 \div 10$ V. Torque sensibility for Dataflex 16/10 is 1Nm/V

and 3 Nm/V for Dataflex 16/30. Also the output speed is displayed as proportional voltage from 0÷ 10 V. Speed sensibility is 400 rpm/V for Dataflex 16/10 and 100 rpm for Dataflex 16/30.

Two incremental hollow shaft encoders GESgroup Model IH 950 integrated within the MGT sensing and testing system can allows a resolution of 2500 PPR. A customized card Phidget mod. 1047 allows connecting encoders to Labview environments.

Two lasers have been selected to verify the input and output axle alignment of MGT. The measuring range of selected laser model ILD 1302-50 is 50 ÷ 95 mm; measurement resolution is 10 µm. The output signal is an analogical current in a loop 4÷ 20 mA; a shunt resistor of 250 ohm is conditioning the output range within 1÷5 Volts.

Piezoelectric triaxial accelerometer Dytran model 3233A, have been selected to measure vibration phenomena. This accelerometer has a range, full scale (each axis) ± 5 g, sensitivity of 1000 mV/g and linearity of 1 % F.S.

The NI USB-6009 acquisition card provides connection to eight analog input channels, two analog output channels, 12 digital input/output channels; it can be integrated in a high level Labview control. The USB-6009 have analog input resolution of 14 bits differential (13 bits in single-ended); maximum analog input sample rate of 48 kS/s.

2. Hardware design

Specific customized components have been designed to integrate all the sensors and hardware components. In particular specific boards have been designed and built for PT-111, Hall HGCA 3020 and accelerometer conditioning. This section describes the conditioning procedures and hardware solution adopted for the above mentioned sensors.

The RTD element requires a current excitation. If the magnitude of the current source is too high, the element will dissipate power and start to self-heat: consequently, a current of 0.5 mA is used to excite the RTD element. The signal conditioning for the RTD system will be covered with customized application circuits from sensor to data acquisition card. An approximation to the platinum RTD resistance change over temperature has been calculated by using the constant $\alpha = 0.00385\Omega/\Omega/^\circ\text{C}$ (European curve, ITS-90). For higher accuracy temperature measurement, and a greater temperature range measurements, the standard formula Calendar-Van Dusen Equation have been used. In order to eliminate the effects of lead resistance, a 4-lead measurement have been used. A suitable commercial bridge card interface Phidget 1046 has been used as PT-111 signal conditioning. The adopted bridge allow to convert the resistances variation into a voltage, which it then measures with a 24 bits differential voltage resolution and data rates from 8ms to 1000 ms.

The HGCA 3020 require a nominal control current exciting of 100 mA. Fig. 2 shows a scheme of customized exciting and conditioning circuit for HCGA 3020 hall sensors. The LT3092 is a

programmable current source that has been used as a precision current regulator: R1 and R2 set the output current; RT optimizes power dissipation. The Hall voltage leads are to be attached to AD620 amplifier instruments for signal conditioning; RG set the amplifier gain while RL is a load resistor that allows optimizing linearity and sensitivity of HGCA hall sensor.

A customized twelve-channel module IEPE module have been adopted as power and conditioning unit for each axis of piezoelectric accelerometers. The IEPE module incorporates an electronic amplifier and it use two BNC coaxial connectors for power input and signal output of each accelerometer

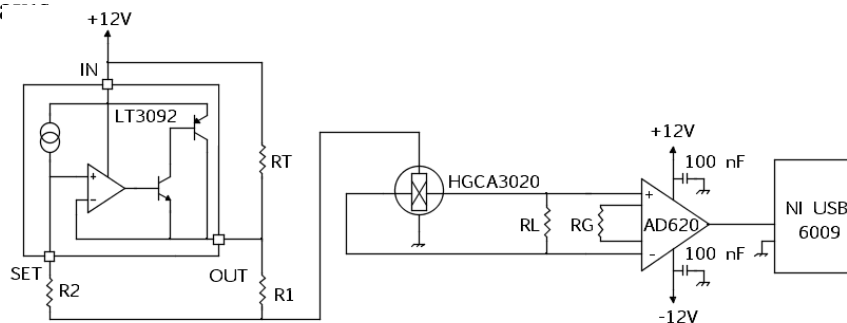


Fig. 2. A scheme of customized card for Hall sensor

Each of sensor has been individually tested as part of the built testing system; then testing procedures have been applied for whole system: all of the sensors and test bed. Fig. 3a) shows the built measuring system assembled in a single box with its main components. Fig. 3b) shows the prototype MGT that has been assembled in the test-bed with its main components.

3. Labview Software

A key benefit of LabVIEW environment is its graphical programming and user-friendliness. Drivers for many different types of instruments and buses are included or are available for inclusion. A developed software architecture is defined as a Virtual Instrument (VI) that can be composed of several of sub-VI coded components and provides hardware access to numerous data acquisition cards and instrumentation devices. A specific VI has been developed for managing the proposed sensing and testing system with a modular architecture that is synthetically described in the scheme of Fig.4. In particular, a single screen view provides the user interface to control the operation of all the hardware components and sensors within the built sensing and testing system (top left side of the screen). The right side of the same screen view provides the measured data coming from all the sensors both as numerical values and as graphical plots. The bottom left side of the screen view allows selecting a proper directory for storing the measurements data in an Excel readable format.

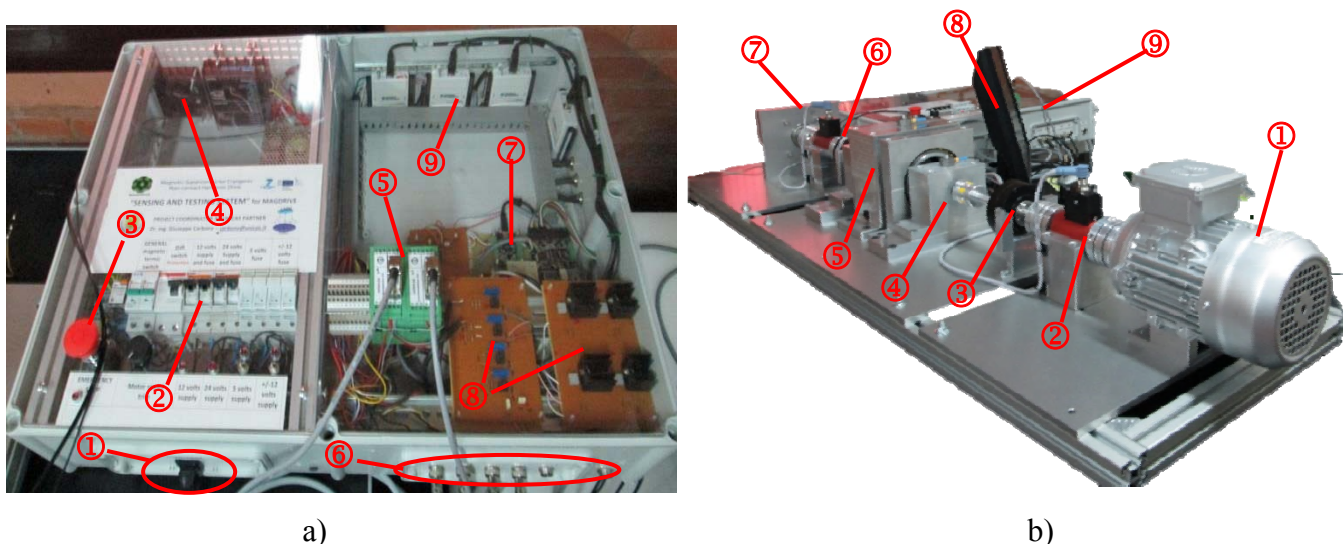


Fig. 3. Measurements system box with main components: a) (① Supply plug AC 220V, 50 Hz; ② Power switches, differential and thermal protection; ③ Security Stop; ④ Cooling system; ⑤ Dataflex 16/10 and 30/10 Connectors data housing; ⑥ Sensor plugs; ⑦ PT-111 bridge card; ⑧ HGCA 3020 conditioning cards; ⑨ Acquisition card NI 6009). b) Test bed for MGT prototype with main components (① AC Three Phase motor; ② Dataflex 16/10 Torquemeter; ③ Hollow shaft mounted Encoder; ④ Bearing; ⑤ MGT prototype; ⑥ DataFlex 30/10 torquemeter; ⑦ Brake; ⑧ PC with Labview environment; ⑨ Measuring system Box).

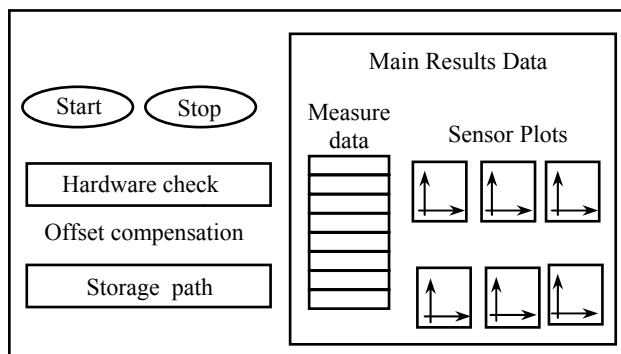


Fig. 4. A scheme of the output screen layout of the developed Labview Virtual Instrument

4. Conclusion

This paper describes a sensing and testing system that has been developed for testing magnetic gear transmissions (MGT). The main features of the proposed design solution are the integration of a complex mechatronic sensing and testing architecture into a single user-friendly hardware and software. Then, experimental tests of MGTs can be carried out in a standardized manner with the proposed sensing and testing system by a single (even non-expert) user.

References

1. *Atallah K., Howe D.*, “A novel high performance magnetic gear”. IEEE Trans. Magnet. Vol. 37 Issue: 4, pp. 2844-2846, 2001.
2. *Brönn L., Wang R.J. and Kamper, M. J.*, “Development of a shutter type magnetic gear” Proceedings of the 19th Southern African Universities Power Engineering Conference SAUPEC, University of the Witwatersrand, Johannesburg, 2010.
3. *Carbone G., Ceccarelli M.*, “Experimental Tests on Feasible Operation of a Finger Mechanism in the LARM Hand”, International Journal Mechanics Based Design of Structures and Machines, Vol.36, pp.1-13, 2008.
4. *Carbone G., Lanni C., Ceccarelli M., Incerti G., Righettini P.*, “Requirements for a Mechatronic Design of Test-Beds for Cams”, Mechatronics & Robotics MECHROB 2004, Aachen, paper AD-1056, 2004.
5. *Tuttle T.D.*, “Understanding and modeling the behavior of a harmonic drive gear transmission”. Technical report 1365, MIT Artificial Intelligence Laboratory, 1992.
6. *Bridges M. M., D. M. Dawson, and S. C. Martindale*, “Experimental study of flexible joint robots with harmonic drive gearing,” Proceedings of the IEEE Conference on Control Applications, 2, pp. 499–504, 1993.

HISTORY AND TRENDS OF MECHANISM SCIENCE WITH AN IFTOMM ROLE

M. Ceccarelli, PhD, Professor

LARM, University of Cassino and South Latium, Italy, ceccarelli@unicas.it

Abstract: Mechanism Science (MS) has been the core of mechanical engineering and industrial engineering since the beginning of engineering practice yet in modern times. A short survey is presented to outline the main characteristics of MS and its evolution also with the aim to identify challenges and role of MS in future developments of technology for the benefit of the society. The community of IFToMM working in MS is presented with his identity and role. Modern systems with mechatronic features still need a careful attention from mechanism design viewpoints to properly achieve goals of forwarding technological developments in helping or substituting human operators in their activities.

Keywords: mechanism science; history of IFToMM, trends in MS; mechatronic systems

ВКЛАД ИFTOMM В СТАНОВЛЕНИЕ И РАЗВИТИЕ НАУКИ О МЕХАНИЗМАХ И МАШИНАХ

М. Чекарелли, к.т.н., проф.

LARM, University of Cassino and South Latium, Италия, ceccarelli@unicas.it

Аннотация: Теория о механизмах и машинах (ТММ) является ядром машиностроения и промышленности со времен появления инженерно-технической практики и по настоящее время. Представлен краткий обзор, содержащий основные характеристики ТММ и ее эволюцию с целью определить проблемы и роль ТММ в будущем развитии техники на благо общества. Представлена история появления, отличительные черты и роль Международной Федерации по ТММ (МФТММ) в развитии теории о механизмах и машинах. Современные мехатронные системы до сих пор требуют повышенного внимания с точки зрения проектирования механизмов для дальнейшего продвижения технологических разработок в помощи людям-операторам машин или их полной замене.

Ключевые слова: теория о механизмах и машинах, история ИFToMM, развитие ТММ; мехатронные системы

Introduction

New systems with updated performance are constantly desired so that they deserve attention, starting from previously existing theoretical bases and aiming to update or conceive new algorithms for their designs and/or operations.

Two main facts can be observed in order to claim that MS (Mechanism Science) is still necessary with a strong activity in teaching, research, and practice, namely they are:

- Human beings operate and interact with their environments and using many systems on the basis of actions of a mechanical nature; therefore mechanisms will always be an essential part of systems that assist or substitute for human beings in their actions and other operational tasks.
- There is a continuing need to update problems and solutions in Technology since Society continually evolves with new and updated needs and requirements; thus, even mechanisms are expected to be updated for new and/or updated problems and this must be based on a continual evolution and update of knowledge, means, and operation for the successful applications of mechanisms.

A historical insight can be useful both to outline past developments towards the future and to indicate trends and open problems as determined by new/updated conditions and needs in Technology and in Society. Historical backgrounds and developments have been outlined even from several technical viewpoints (also in surveys of the History of Science) in several works to track the historical evolution of Technology and Engineering, and to recognize the original paternity of machine achievements, such as for example in (Chasles 1837; Reuleaux 1875; Hain 1967; De Groot 1970; Crossley 1988; De Jong 1943; Dimarogonas 1993; Ferguson 1962; Hartenberg and Denavit 1956; Nolle 1974; Roth 2000; Koetsier 2000, Ceccarelli 2004) just to cite a few relevant sources in reasonably accessible literature within engineering frames concerning with mechanism design. A specific conference forum has been established within IFToMM (The International Federation for the Promotion of MMS) as the HMM (History of Machines and Mechanisms) Symposium in which several views and studies are discussed, (Ceccarelli Ed., 2000 and 2004; Yan and Ceccarelli, 2008; Koetsier and Ceccarelli, 2012).

In this paper, a survey is presented for describing a significant role of MS in technological developments with an IFToMM role as suggested in (Ceccarelli 2011), by using historical outlines and general considerations based on the author's experience.

1. A Short Account of History of MS

Over time the changes of needs and task requirements in Society and Technology have required continuous evolution of mechanisms and their uses, with or without a rational technical awareness, (Bautista Paz et al 2010).

Mechanisms and machines have attracted attention since the beginning of Technology and they have been studied and designed with successful activity and specific results. But TMM (Theory of Machines and Mechanisms) reached maturity as an independent discipline only in the 19-th century, as outlined in (Ceccarelli 1999). Today we refer to TMM as MMS (Mechanism and Machine Science) since a wider engineering area can be identified as related to the mechanism concept.

Historical developments of mechanisms and machines can be divided into periods as function of specific technical events, according to author’s personal opinion, such as:

- Utensils in Prehistory
- Antiquity: 5-th cent. BCE (Mechanos in Greek theatre plays)
- Middle Ages: 275 CE (sack of School of Alexandria with destruction of Library and Academy)
- Early design of machines: 1420 CE (the book Zibaldone with designs by Filippo Brunelleschi)
- Early discipline of mechanisms: 1577 CE (book *Mechanicorum Liber* by Guidobaldo Del Monte)
- Early Kinematics of mechanisms: 1706 CE (book *Traité des Roulettes* by Philippe De La Hire)
- Beginning of TMM: 1794 CE (Foundation of Ecole Polytechnique)
- Golden Age of TMM: 1841 CE (the book *Principles of Mechanism* by Robert Willis)
- World War I Period: 1917 CE (the book *Getriebelehre* by Martin Grübler)
- Modern TMM: 1959 CE (journal paper *Synthesis of Mechanisms by means of a Programmable Digital Computer* by Ferdinand Freudenstein and Gabor N. Sandor)
- MMS Age: 2000 CE (re-denomination of TMM to MMS by IFToMM)

Historical evolution to the current MMS can be briefly outlined by looking at developments that have occurred since the Renaissance period. Mechanisms and machines were used and designed as a means to achieve and improve solutions in various fields of human activity. Specific fields of mechanisms grew in results and awareness, and the first personalities were recognized as brilliant experts, like for example Francesco Di Giorgio Martini and Leonardo Da Vinci amongst many others, even with a social reputation, (Ceccarelli 2008). At the end of the Renaissance period, Mechanics of Machinery attracted a great attention also in the Academic world, starting from the first classes given by Galileo Galilei in 1593-98, (Ceccarelli 2006). In the 18-th century the designer figure evolved with a professional status and strong theoretical bases finalizing a process that in the Renaissance saw the activity of closed small communities of pupils/co-workers after ‘mastros’ and

‘maestros’, as stressed in (Ceccarelli 1998). Academic activity increased basic knowledge for a rational design and operation of mechanisms. The first mathematizations were attempted and fundamentals on mechanism kinematics were proposed by the pioneering investigators, who were specifically dedicated to mechanism issues, like for example Philippe De la Hire amongst many others. The successful practice of mechanisms was fundamental during the Industrial Revolution when many practitioners and researchers implemented the evolving theoretical knowledge in practical applications and new powered machines. The 19-th century can be considered the Golden Age of machines and its science TMM since relevant novelties were proposed both in theoretical and practical fields. Mechanisms formed the core elements of any machinery and any technological advance at that time. A community of professionals was identified and specific academic formation was established worldwide. TMM gained an important role in the development of Technology and Society and several personalities expressed the fecundity of the field with their activity. The first half of the 20-th century saw the prominence of TMM in mechanical (industrial) engineering but with more and more integration with other technologies. A great evolution was experienced when with the advent of Electronics it was possible to handle contemporaneously several motors in multi-d.o.f. applications of mechanisms and to operate 3D tasks with spatial mechanisms. The increase of performance (not only in terms of speed and accuracy) required more sophisticated and accurate calculations that became possible with the advent of an Informatics approach (involving computers and programming strategies).

Technically, MMS can be viewed as an evolution of TMM having a broader content and vision of a Science, including new disciplines. Historically, TMM has included as its main disciplines: History of TMM; Mechanism Analysis and Synthesis; Theoretical Kinematics; Mechanics of Rigid Bodies; Mechanics of Machinery; Machine Design; Gearing systems; Experimental Mechanics; Teaching of TMM; Mechanical Systems for Automation; Transportation Machinery, Control and Regulation of Mechanical Systems; RotorDynamics; Human-Machine Interfaces; and BioMechanics. The modernity of MMS has augmented TMM with new vision and means but also with many new disciplines, of which the most significant can be recognized as: Robotics; Mechatronics; Computational Kinematics; Computer Graphics; Computer Simulation; CAD/CAM for TMM; Tribology; Multibody Dynamics, Medical Devices, Micro and Nano Machines, and Service Systems.

In 2000 the evolution of the name from TMM to MMS brought also a change in the denomination of the IFToMM Federation from "IFToMM: the International Federation for TMM" to "IFToMM, the International Federation for the Promotion of MMS", (Ceccarelli 2001). This can be considered as due to an enlargement of technical fields into an Engineering Science together

with a great success in research and practice of TMM with a corresponding increase of the engineering community worldwide.

Today, a modern machine is a combination of systems of different natures and this integration has led to the modern concept of Mechatronics, Fig.1. Thus, most of the recent advances in machinery are considered to be in fields other than MMS. But Mechanism Design can still be recognized as a fundamental aspect for developing successful systems that operate in the mechanical world of human beings. Tasks and systems for human beings must generally have a mechanical nature and a careful Mechanism Design is still fundamental in obtaining systems that assist or substitute for human beings in their operations. Most of those tasks are already performed with mechanism solutions that can be seen as traditional successful ones that nevertheless could benefit from further update or re-consideration because of new operational strategies and/or new materials and components (scaled designs). Therefore, Mechanism Design can still be considered as an engineering area for current research interests. But, what are the open problems and challenges for today’s MMS? Can they be considered as new issues or should they be rediscovered from past ideas?

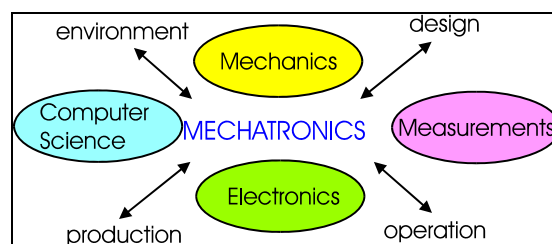


Fig. 1. A scheme for the concept of Mechatronics.

2. Trends and Challenges in MS

Main current interests for research in MMS can be summarized as trends and challenges in:

- 3D Kinematics
- Modeling and mathematization for MS
- Multi-d.o.f. multibody systems
- Spatial mechanisms and manipulators
- Unconventional mechanisms (with compliant, under- or over-constrained ones and other types)
- Scaled mechanisms
- Tribology issues
- Creative design
- Mechatronic designs

- Human-machine interactions for user-oriented systems
- Reconsideration and reformulation of theories and mechanism solutions
- Those topics and many others in MMS are also motivated by needs for formation and activity of professionals, who will be able to conceive and transmit innovation both into production and service frames.

- Teaching in MMS requires attention to modern methodologies that can efficiently use computer and software means, which are still evolving rapidly. Thus, there is a need to update also the teaching means that makes use of simulations and computer oriented formulation. In addition, mechatronic layout of modern machinery suggests that mechanisms should be taught as integrated with other components like actuators and sensors since the beginning of the formation.

- The teaching mission of academy needs to be revitalized and better understood as a result of high expertise of teachers that can be reached also with intense research activity and links to the professional and industrial world. This requires more attention and vision not only from the academy but mainly from society as a whole that through governing leaders should give more and more support to the formation system.

- Activity by professionals asks for novel applications and high performance designs of machines since they are continually needed in evolving/updating systems and engineering tasks. In addition, there is a need to make understandable new methodologies to professionals for practical implementation both of their use and their results. New solutions and innovations are continuously asked not only for technical needs but also for the political/strategic goals of company success, including pure economic prominence.

- In general, MMS activity can be directed for further developments by searching for:
 - information and understanding of the functionality and impact of systems
 - algorithms for design, operation, and evaluation of systems with user/task -oriented performance
 - operation and application for full tasks, as constrained by environmental limits
 - performance evaluation and economic merit of systems
 - transfer of innovation
 - human-machine interfaces and interactions
- Thus, a role of mechanisms in Mechatronics can be understood according to main aspects such as:

- - Human-machine interactions and user/task -oriented performance
- - Mechanical tasks in motion operations
- - Structure design for sizing dimensions

- Therefore, ‘hot’ topics of Mechanism Design for Mechatronics can be considered:
- to analyze and to investigate the motion of mechatronic systems and the loads on the component bodies during the operation and performance of a task.
- to analyze and to investigate the actions against the environment and within the mechatronic system.
- to focus on the safety and security issues both for the system and for its human operators
- to consider the Mechanics of interactions
- to evaluate situations with mechanical contacts and force transmissions
- to size the system actions according to the task/user oriented requirements
- to achieve desired goals and proper working of the overall system
- to consider complex motions such as spatial movement at high acceleration
- to look at integrated systems via suitable modeling of components of other than a mechanical nature
- Trends in system composition can be summarized as in the examples in Table 1. Thus, in the future more than today, mechanical components will be reduced percentage-wise but nevertheless they will still be necessary and indeed be fundamental for the use and operation of systems.

Table 1. Examples of evolution of system composition

1960 - 2000	Mechanics %	Electronics/ Informatics %
CARS	90 - 50	10 - 50
CALCULATORS	100 - 10	0 - 90
CAMERAS	100 - 30	0 - 70

Fig.2 shows an example of a new machine design relating to fully autonomous intelligent tracks for agricultural purposes. This involves challenging aspects for MMS since the primary machine task is still focused on the motion through:

- Path-planning
- Power transmission
- Terrain interaction

Although the high level and design majority in autonomous intelligent operation, the core of the machine operation still depends on:

- the Gear box
- the Suspension mechanisms
- the Steering mechanisms

but with intelligent solutions requiring integration of these mechanical components into a well balanced mechatronic design. The relevance of MMS aspects in such modern mechatronic systems

can be summarized as in the scheme of Fig.2 b) in which MMS features can be recognized mainly (but not only) in the transmission block for machine motion, but with strong relationships with other components of different natures and goals.

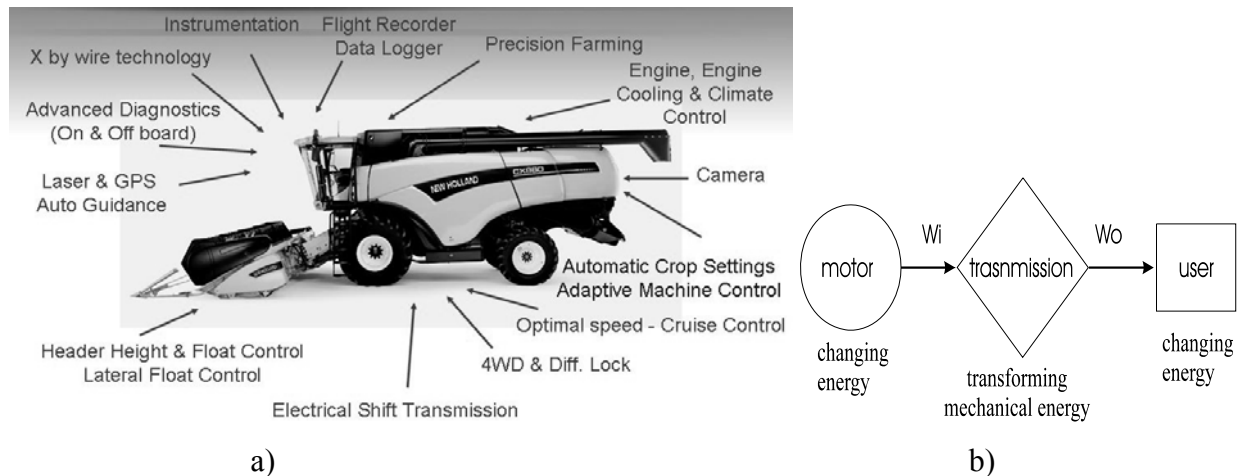


Fig.2. An autonomous field track as: a) example of intelligent mechatronic machine; b) mechanics-dependent system from mechanical transmissions.

From Fig. 2 b) emphasis can be pointed out still on gearing systems, even in high performance intelligent mechatronic systems, as fundamental components for working successfully transmission and adaptation of mechanical energy during operation. In fact, particularly Gear Technology is one of key aspects in MMS that, although the achieved high level of performance, is yet subject of research for improvements and innovations. Gear Technology is a research field with still a very hot interest in order to find more efficient solutions both in design procedures and design products with advanced operations, by updating and innovating theory, material, and manufacturing issues, even by using integration with other disciplines, like for example Control Theory, Tribology, Energy Sustainable Systems.

Another important area demanding new system designs can be recognized for service operations that can be understood in terms of set of actions and behaviors aimed towards achieving a service task, (Ceccarelli 2011). Those service actions and behaviors can be much more articulated and varied than in traditional industrial applications.

A service task can be understood as the ultimate goal of the design and operation of a service machine, that most of the time is conceived as a robot. A service task may be defined with well defined properties or by a large variety of situations. This is the main aspect that makes service robots a challenging design problem in practical applications where they need to be efficient and successful for providing a desired service.

The multi-disciplinarity for a service robot is much wider than in any other engineering field, since it includes technical aspects, human attitudes (of operators and/or users), human-machine

interactions, and environment issues. Indeed, in developing and operating service robots, other than technical expertise, it is more and more necessary that competences from other fields of human life and environmental considerations be incorporated. For example psychologists and biologists (and many others) are welcomed in the R&D teams for designing service robots.

Referring to technical aspects, Fig.3 summarizes the mechatronic character of a service robot, as a traditional robot, but with specific emphasis on those above-mentioned peculiarities in terms of interactions with the environment and human beings, and in terms of a careful consideration of the environment. Those interactions should be understood not only in terms of engineering issues (mainly mechanical ones) but by looking at more general aspects, such as for example psychological attitudes and social impacts. A consideration of the environment should also address the problem of how a service robot affects or is affected by it, by analyzing and designing for the variety of conditions and situations, including contamination and pollution.

In addition, service robots can be considered efficient and successful when ultimately the cost, both in design and operation, can be properly sized as a function of the service task and mainly as a function of the affordable budget of users and operators. Thus, indeed, economic evaluation and management will be included both in the R&D and in the design of service robots, even from the outset with a strong influence on technical issues.

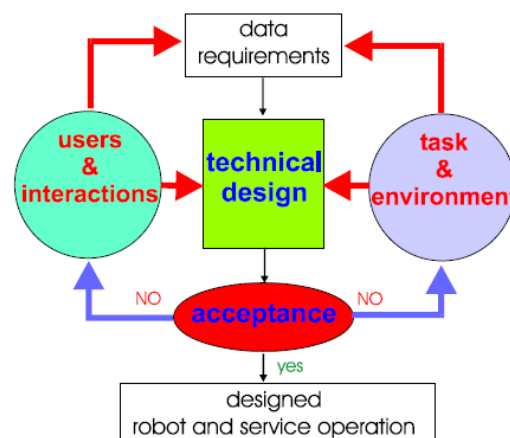


Fig. 3. A general flowchart with new peculiarities for designing and operating service systems.

All the above considerations can be considered as attaining also to the process and transfer of innovation, which will be understood not only as a technical advance but more widely as an enhancement of the quality of life in all its aspects with the help and support of technical means. Figure 3 summarizes these viewpoints by outlining a general approach for designing service systems with the aspects and challenges, mentioned above. In particular, the main flow of technical design activity is indicated in the central streamline as referring to data identification in both technical and non-technical aspects, considerations of technical constraints/issues, analysis of

service operation and goal, design activity and system programming, with final checks by operators and users. The care on technical design activity is indicated as system design and operation planning since much of this is strongly influenced by aspects and activities that are grouped in the two lateral blocks concerning with interactions with human beings and the environment, respectively. Each block detail will refer to aspects that even with non-technical concerns must be included in the machine development with proper models and problem formulation as synthetically indicated in the lateral boxes for features and constraints on task and environment, and user’s interactions.

3. IFToMM and its activity

The names of IFToMM, TMM, and MMS are related to fields of Mechanical Engineering concerning with Mechanisms in a broad sense. TMM is often misunderstood even in the IFToMM Community, although it is recognized as the specific discipline of Mechanical Engineering related with mechanisms and machines, as commented even in (Crossley 1970) announcing the birth of IFToMM. The meaning of TMM, now MMS, can be clarified by looking at IFToMM terminology (IFToMM 2003):

- Machine: mechanical system that performs a specific task, such as the forming of material, and the transference and transformation of motion and force.
- Mechanism: system of bodies designed to convert motions of, and forces on, one or several bodies into constrained motions of, and forces on, other bodies.

The meaning for the word “Theory” needs further explanation. The Greek word for “Theory” (θεωρία) comes from the corresponding verb, whose main semantic meaning is related both with examination and observation of existing phenomena. But, even in the classic Greek language the word theory includes practical aspects of observation as experiencing the reality of phenomena, so that theory means also practice with analysis results. In fact, this last aspect is what was included in the discipline of modern TMM when Gaspard Monge (1746-1818) established it in the Ecole Polytechnique at the beginning of XIXth century, (Chasles 1886), (see for example the book by Lanz and Betancourt (1808), whose text includes early synthesis procedures and hints for practical applications). Later (see for example Masi 1897) and even today (see for example Uicker et al. 2003) many textbooks have been entitled “Theory of Mechanisms” since they describe both the fundamentals and the applications of mechanisms in machinery.

The term MMS has been adopted within the IFToMM Community since the year 2000 after a long discussion (see (Ceccarelli 1999) in the IFToMM Newsletter), with the aim to give a better identification of the modern enlarged technical content and broader view of knowledge and practice with mechanisms. Indeed, the use of the term MMS has also stimulated an in-depth revision in the

IFTToMM terminology since the definition of MMS has been gives as, (IFTToMM 2003):

- Mechanism and Machine Science: Branch of science, which deals with the theory and practice of the geometry, motion, dynamics, and control of machines, mechanisms, and elements and systems thereof, together with their application in industry and other contexts, e.g. in Biomechanics and the environment. Related processes, such as the conversion and transfer of energy and information, also pertain to this field.

The developments in TMM have stimulated cooperation around the world at various levels. One of the most relevant results has been the foundation of IFTToMM in 1969, Fig. 4. IFTToMM was founded as a Federation of territorial organizations but as based on the activity of individuals within a family frame with the aim to facilitate co-operation and exchange of opinions and research results in all the fields of TMM as stressed in (Crossley 1970). Many individuals have contributed and still contribute to the success of IFTToMM and related activity, (see IFTToMM webpage: www.iftomm.org) under a coordination of IFTToMM Presidents over time.

We, the undersigned chief delegates at the Inaugural Assembly of the International Federation for the Theory of Machines and Mechanisms (IFTToMM) here at Zakopane Poland on 27th September 1969, declare that we have founded the above-mentioned Federation and that we have adopted its Constitution which is attached hereto and decided to the following categories (see Article 8.4 of the Constitution).

Territory	Chief delegate	Proposed Category	Signature
Australia	JACK PHILLIPS	IV *	<i>Jack Phillips</i>
Bulgaria	Georgi Rusanov	IV	<i>Georgi Rusanov</i>
German Democratic Republic *	Wolfgang Rössner	III *	<i>Wolfgang Rössner</i>
German Federal Republic *	Werner Thomas	III *	<i>Werner Thomas</i>
Hungary *	László TERPLAN	IV+	<i>L. Terplan</i>
India *	J. S. RAO	V *	<i>J. S. Rao</i>
Italy *	GIANNI PIZZANI	IV *	<i>Gianni Pizzani</i>
Poland	Adam Morscki	IV	<i>Adam Morscki</i>
Rumania	Nicolae I. MARCESCU	IV ⊗	<i>Nicolae I. Marcescu</i>
United Kingdom *	A. BRINDLEY	III *	<i>A. Brindley</i>
U.S.A.	DOUGLAS MUSTER	I	<i>Douglas Muster</i>
U.S.S.R.	<i>Ivan I. Artobolevski</i>	I	<i>Ivan I. Artobolevski</i>
Yugoslavia	Lele BRANISKA	IV ⊗	<i>Lele Braniska</i>

a)

Fig. 4 The foundation act of IFTToMM, the International Federation for the Theory of Machines and Mechanisms, in Zakopane (Poland) on 27 September 1969, (Courtesy of IFTToMM Archive).

IFTToMM was founded as the International Federation for the Theory of Mechanisms and Machines in Zakopane, Poland on September 27, 1969 during the Second World Congress on TMM (Theory of Mechanisms and Machines). The main promoters of the IFTToMM World Federation were Academician Ivan I. Artobolevski (USSR) and Prof. Erskine F.R. Crossley (USA), whose principal

aim was to bypass the obstacles of the time of the Cold War in developing international collaboration in TMM science for the benefit of the world society. IFToMM started as a family of TMM scientists among whom we may identify the IFToMM founding fathers, who signed or contributed to the foundation act with the initial 13 Member Organizations, referring to the persons, Fig.5: Academician Ivan I. Artobolevskii (USSR), Prof. Erskine F.R. Crossley (USA), Prof. Michael S. Konstantinov (Bulgaria), Dr. Werner Thomas (GFR), Prof. B.M. Belgaumkar (India), Prof. Kenneth H. Hunt (Australia), Prof. Jan Oderfeld (Poland), Prof. Jack Phillips (Australia), Prof. George Rusanov (Bulgaria), Prof. Wolfgang Rössner (GDR), Prof. Zènò Terplàn (Hungary), Prof. Jammi S. Rao (India), Prof. Giovanni Bianchi (Italy), Prof. Adam Morecki (Poland), Prof. Nicolae I. Manolescu (Romania), Prof. Leonard Maunder (UK), Prof. Douglas Muster (USA), Prof. Ilic Branisky (Yugoslavia).



b)

Fig. 5. First IFToMM President Artobolevskii speaking at the foundation of IFToMM, (Courtesy of IFToMM Archive): 1- prof. Ivan Ivanovich Artobolevskii (USSR); 2- prof. Adam Morecki (Poland); 3- prof. Kurt Luck (Germany); 4- Prof. Michale S. Konstantinov (Bulgaria); 5- prof. Nicolae I. Manolescu (Romania); 6- prof. Erskine F. Crossley (USA); 7- prof. Giovanni Bianchi (Italy); 8 -prof. Aron E. Kobrinskii (USSR); 9- prof. Werner Thomas (Germany); 10- prof. Jan Oderfeld (Poland).

The foundation of IFToMM was the result of an intense activity for stimulating and promoting international collaboration, more than what had been done previously, and the process started in the late 1950s', as documented by several letters that are stored in the IFToMM Archive at CISM in Udine, Italy. A first World Congress on TMM (Theory of Mechanisms and Machines) was held in 1965 in Varna, Bulgaria during which the foundation of IFToMM was planned as later it was agreed during the Second World Congress on TMM in Zakopane, Poland. The Congress series was

immediately recognized as the IFToMM World Congresses and in 2011 we have celebrated the 13th event with the participation of delegates from 46 Member Organizations and from more than 50 countries.

IFToMM activity has grown in many aspects, as for example concerning the number of member organizations (from the 13 founder members to the current 46 members), the size and scale of conference events (with many other conferences, even on specific topics, at national and international levels, in addition to the MMS World Congress), and the number and focus of technical committees working on specific discipline areas of MMS. IFToMM was founded in 1969 and today a fourth generation of IFToMMists starts to be active, as they can be named as those working within the IFToMM community. Knowing the History of IFToMM and how we arrived at today’s modus operandi gives a greater awareness of community identity and significance.

The IFToMM community evolved in character from that of a family of a few enthusiastic pioneers/visionaries and founders into a scientific worldwide community through the following generations:

- 1950’s –’79 First generation: founding fathers and their friend colleagues up to the 4-th IFToMM World Congress in Newcastle-upon-Tyne in 1975 with prof. Leonard Maunder as Congress Chair
- 1980-95 Second Generation: students and people educated by founding fathers and their friend colleagues; up to the 9-th World Congress in Milan in 1995 with prof. Alberto Rovetta as Congress Chair
- 1996-2011 Third Generation: educated people in the frame of IFToMM and within IFToMM activity with 48 national organizations as IFToMM members, with Prof. Carlos Lopez-Cajùn as General Chair for 2011 Congress.
- Today- Fourth Generation: educated people in local frames that are linked to IFToMM and within IFToMM activity with 46 organizations as IFToMM members.

IFToMM officers (who are the Chairs of IFToMM Member Organizations, the Chairs of TCs and PCs, and the members of the Executive Council) have contributed and still contribute as leaders for the mission of IFToMM, which is stated in the 1-st article of the Constitution as: ‘The mission of IFToMM is the promotion of Mechanism and Machine Science’. A complete list of IFToMM officers over time is available in the Proceedings of the second International Symposium on History of Machines and Mechanisms HMM2004 that was published in 2004 by Kluwer/Springer and is now available also in the IFToMM webpage.

In particular, Presidents and Secretaries General have had significant roles in guiding the growth and success of IFToMM. Their personalities are also representative of the IFToMM community in

terms of reputation and visibility worldwide. The Presidents were: Ivan I. Artobolevsky (1969-1971 and 1972-1975) (USSR), Leonard Maunder (1976-1979) (UK), Bernard Roth (1980-1983) (USA), Giovanni Bianchi (1984-1987 and 1988-1991) (Italy), Adam Morecki (1992-1995) (Poland), Jorge Angeles (1996-1999) (Canada), Kenneth J. Waldron (2000-2003 and 2004-2007) (USA), Marco Ceccarelli (2008-2011) (Italy), and Yoshihiko Nakamura (2012-2015) (Japan), Fig. 6. The Secretaries General were Michael S. Konstantinov (Bulgaria), Emil Stanchev (Bulgaria), Adam Morecki (Poland), Elizabeth Filemon (Hungary), L. Pust (CSSR), Tatu Leinonen (Finland), Marco Ceccarelli (Italy), and Teresa Zielinska (Poland)

Details of the History of IFToMM can be found in the first Chapter of the Proceedings of the first International Symposium on History of Machines and Mechanisms HMM2000 (that was published by Kluwer) in which all the past IFToMM Presidents have outlined their historical perspective of IFToMM in contributed papers with references, (Angeles et al., 2004). Additional references can be indicated as (Maunder 1980 and 1988; Morecki 1985 and 1999; Crossley 1988 and 1991; Ceccarelli 2004c, 201, 2011, and 2013). More information on IFToMM and its activity can be found in the website: <http://www.iftomm.org>.



Fig. 6. IFToMM Presidents: at HMM 2000 in Cassino (Italy); b) the current President.

The structure of IFToMM is summarized in Fig. 7 where the action of IFToMM Bodies is indicated as from IFToMM constitution for a flow of activities. According to IFToMM mission as in the constitution, the IFToMM activity is finalized to provide leadership for cooperation and development of modern results in the Mechanism and Machine Sciences by assisting and enhancing international collaboration.

The bodies of IFToMM can be described synthetically as:

- General Assembly: it is the supreme body of the Federation and determines its policy. It is composed of the Chief Delegates of IFToMM Organization members (in 2013 they are 46) and members of the Executive Council.

- Executive Council: it manages the affairs of the Federation between the sessions of the General Assembly. It is elected every four years, meets annually, and is composed of the President, Vice- President, Secretary-General, Treasurer, and six ordinary members.
- Permanent Commissions (PCs) and Technical Committees (TCs): Each PC and TC is composed of a Chairperson, appointed by the Executive Council, a Secretary and members, nominated by the Chairperson and appointed by the Executive Council. A Chairperson shall not serve for more than two terms consecutively. The general goals for the work of the PCs and TCs are aimed at promoting their fields of interest by attracting researchers and practitioners, including young individuals, in order to:
 - define new directions in research and development within their technical areas;
 - establish contacts between researchers and engineers;
 - initiate and develop bases and procedures for modern problems;
 - promote the exchange of information;
 - organize national and international symposia, conferences, summer schools, and meetings.

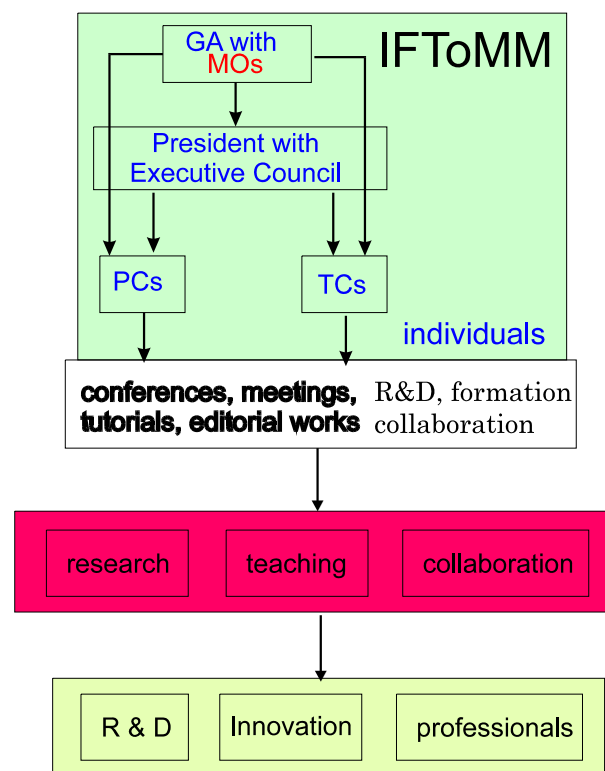


Fig. 7. A scheme for structure and activity of IFToMM

- In 2013 13 TCs are activate in the fields of: Biomechanical Engineering, Computational Kinematics, Gearing and Transmissions, Linkages and Mechanical Controls, Micromachines, Multibody Dynamics, Reliability, Robotics and Mechatronics, Rotordynamics, Sustainable Energy Systems, Transportation Machinery, Tribology, and Vibrations. Additional TCs are under

consideration for hot topics with an IFToMM significant community. The PCs are on: Communications, Publications and Archiving, Education, History of MMS, and Standardization of Terminology.

- Main aspects of the IFToMM activity are emphasized in Fig.7 as related to Research, Teaching, and Collaboration for final goals in R&D frames, Innovation, and Professionals Formation. Indeed, they are related to each other since a good teaching for a modern professionals formation needs to be well based on a successful research activity that today requires collaborations in teams even within international frames for shared approaches and results.

- IFToMM activity can be summarized mainly in:

- conference events, in wide form and specific subjects not only as linked to TCs, at local and international frames, within series and in one shot events. A World Congress is organized every 4 years and the next one is 14th IFToMM World Congress that is scheduled on 25-30 October, 2015, in Taipei (<http://iftomm2015.yohoz.com>)

- meetings and visit exchanges, including joint teaching

- project collaborations in research programs and in teaching plans

- organization of fields of interests for aggregation of an international community and planning actions as the above ones

- publications for dissemination purposes of research results and knowledge transfer. This is achieved at the moment through 6 affiliated journal and two book series specifically dedicated to MMS and IFToMM community. The journals are: Mechanism and Machine Theory (<http://www.elsevier.com>), Problems of Mechanics (<http://pam.edu.ge>), Open-access Mechanical Sciences (<http://www.mech-sci.net>), Chinese Journal of Mechanical Engineering (<http://www.cjmenet.com>), Advances in Vibration Engineering (<http://www.tvi-in.com/index.asp>), Mechanics Based Design of Structures and Machines (<http://www.tandf.co.uk/journals/titles/15397734.asp>). The book series are published by Springer on MMS (<http://www.springer.com/series/8779>) and on History of MMS (<http://www.springer.com/series/7481>).

- IFToMM significance can be summarized as being the unique world federation in MMS with the following motivations:

- General Assembly: it is the supreme body of the Federation and determines its policy. It is com

- Yesterday: To start and facilitate international collaboration between Eastern and Western countries

- Today: To help and enhance international collaboration and modern results on MMS
- Tomorrow: To leader cooperation and development in MMS Mechanism and Machine Science

Conclusion

Not everything is new or recently developed in MMS, although innovation seems to be a priority today. But this does not mean that there is not interest for MMS, nor that there is no need to work on developing and enhancing knowledge and application of MMS. New challenges are determined for MMS in the new needs of Technology and Society both in term of developing new solutions and updating past solutions. An awareness of the historical background can give not only a conscious understanding of past efforts and solutions, including their paternity, but even more importantly it can help to find/develop ideas for new and updated problems to be solved. But the rapidly evolving needs of Technology and Society will require a continuous re-thinking and re-conceiving of methodologies and solutions in suitable updated applications. Thus, the main challenges for future success in MMS may be recognized in the community capability of being able to keep updating the field and therefore in being ready to solve new and updated problems with new ideas or by refreshing past solutions, as has been done successfully in the past.

References

1. Angeles J., Bianchi g., Bessonov A.P., Maunder L., Morecki A., Roth B., A History of IFToMM, Chapter 2 in Proceedings of HMM2004- the Second IFToMM International Symposium on History of Machines and Mechanisms, Springer, Dordrecht, 2004, pp. 25-125.
2. Bautista Paz E., Ceccarelli M., Echavarri Otero J., Munoz Sanz, J.J., A brief illustrated history of machines and mechanisms, Springer, Dordrecht, 2010.
3. Ceccarelli M., 1999, “On the meaning of TMM over time”, Bulletin IFToMM Newsletter, Vol.8. No.1.. (<http://www.iftomm.org>)
4. Ceccarelli M. (Ed.), 2000, International Symposium on History of Machines and Mechanisms - Proceedings of HMM2000, Kluwer, Dordrecht.
5. Ceccarelli M., 2001, From TMM to MMS: a Vision of IFToMM, Bulletin IFToMM Newsletter, 2001, Vol.10. Nr.1. (<http://www.iftomm.org>).
6. Ceccarelli M., 2004, Evolution of TMM to MMS: An Illustration Survey, Keynote Lecture, 11th IFToMM World Congress in Mechanism and Machine Science, Tianjin, 2004, Vol.1, pp.13-24.
7. Ceccarelli M., 2004, IFToMM activity and its visibility, Bulletin IFToMM Newsletter, 2004, Vol.13. Nr.1. (<http://www.iftomm.org>).
8. Ceccarelli M. (Ed.), 2004, International Symposium on History of Machines and Mechanisms

- Proceedings of HMM2004, Kluwer, Dordrecht.

9. *Ceccarelli M.*, 2006, Early TMM in Le Mecaniche by Galileo Galilei in 1593, Mechanisms and Machine Theory, 2006, Vol.41 No.12, pp 1401-1406.

10. *Ceccarelli M.*, 2008, Renaissance of Machines in Italy: from Brunelleschi to Galilei through Francesco di Giorgio and Leonardo, Mechanism and Machine Theory, Vol.43, pp. 1530- 1452.

11. *Ceccarelli M.*, 2010, IFToMM celebration for 40-th year celebration, Mechanism and Machine Theory 45 (2010) 119–127.

12. *Ceccarelli M.*, 2011, President report for IFToMM General Assembly, IFToMM Archive, Udine.

13. *Ceccarelli M.*, 2011, Activity and Trends in MMS from IFToMM community, in: Role of MMS and IFToMM in Technology Development, Book series on Machines and Machine Science, pp.3-24, Vol.1, Springer, Dordrecht, 2011.

14. *Ceccarelli M.*, 2013, Twenty-five years of activity in IFToMM, Saint Petersburg Journal Theory of Mechanisms and Machines, Vol.12. (in print)

15. *Chasles M.*, 1837, Apercu historique sur l’origin et le développement des méthodes en géométrie ..., Mémoires couronnés par l’Académie de Bruxelles, Vol.11. (2nd Ed., Paris, 1875).

16. *Chasles M.*, 1886, Exposé historique concernant le cours de machines dans l’enseignement de l’Ecole Polytechnique, Gauthier-Villars, Paris.

17. *Crossley F.R. E.*, The international federation for the Theory of Machines and Mechanisms, Journal of Mechanisms, Vo.5, 1970, pp.133-145.

18. *Crossley E.F.R.*, 1988, Recollections from Forty Years of Teaching Mechanisms, ASME Jnl of Mechanisms, Transm. and Automation in Design, Vol.110, pp.232-242.

19. *Crossley F.R. E.*, The early days of IFToMM, Proceedings of 8-the IFToMM World Congress, Prague, 1991, Vol.1 , pp. 4-9.

20. *De Groot J.*, 1970, Bibliography on Kinematics, Eindhoven University, Eindhoven.

21. *De Jonge A.E.R.*, 1943, A Brief Account of Modern Kinematics, Transactions of the ASME, August, pp.663-683.

22. *Dimarogonas A.D.*, 1993, The Origins of the Theory of Machines and Mechanisms, in Modern Kinematics – Developments in the Last Forty Years, Wiley, New York, pp.3-18.

23. *Ferguson E.S.*, 1962, Kinematics of Mechanisms from the Time of Watt, Contributions from the Museum of History and Technology, Washington, paper 27, pp. 186-230.

24. *Hain K.*, 1967, Applied Kinematics, McGraw-Hill, New York.

25. *Hartenberg R.S.* and Denavit J., 1956, Men and Machines ... an informal history, Machine Design, May 3, 1956, pp.75-82; June 14, 1956, pp.101-109; July12, 1956, pp.84-93.

26. *Koetsier T.*, 2000, Mechanism and Machine Science: its history and its identity, Proc.of HMM2000 - the First IFToMM International Symposium on History of Machines and Mechanisms, Springer, Dordrecht, 2000, pp. 5-24.
27. *Koetsier T. and Ceccarelli M. (Eds.)*, 2012 Explorations in the History of Machines and Mechanisms - Proceedings of HMM2012, Springer, Dordrecht.
28. IFToMM 2003, special issue ‘Standardization and Terminology’, Mechanism and Machine Theory, Vol.38, n.7-10.
29. *Lanz J.M. and Betancourt A.*, 1808, "Essai sur la composition des machines", Paris.
30. *Masi F.*, 1897 Teoria dei meccanismi, Bologna
31. *Maunder L.*, 1980, The progress of IFToMM, Mechanism and Machine Theory, Vol.15, pp. 415-417.
32. *Maunder L.*, 1988, Report: The scientific activity of IFToMM, Mechanism and Machine Theory, Vol.23, pp. 329-332.
33. *Morecki A.*, 1995, Past present and future of IFToMM, Mechanism and Machine Theory, Vol.30, pp. 1-9.
34. *Morecki A.*, 1999, International friendly thinkers organization (who likes) Machines and Mechanisms (IFToMM) – where are we going ?, Proc. of 10-the IFToMM World Congress, Oulu.
35. *Nolle H.*, 1974, Linkage Coupler Curve Synthesis: A Historical Review – I and II, Mechanism and Machine Theory, Vol.9, n.2, pp.147-168 and pp.325-348.
36. *Reuleaux F.*, 1875, Theoretische Kinematic, Chapter 1, Braunschweig.
37. *Roth B.*, 2000, The Search for the Fundamental Principles of Mechanism Design, Proc. of HMM2000 - the First IFToMM International Symposium on History of Machines and Mechanisms, Springer, Dordrecht, 2000, pp.187-195.
38. *Uicker J.J, Pennock G.R, and Shigley J.E.*, 2003, “Theory of Machines and Mechanisms”, Oxford University Press, New York.
39. *Yan H.S. and Ceccarelli M. (Eds.)*, 2008, International Symposium on History of Machines and Mechanisms - Proceedings of HMM2008, Springer, Dordrecht.

About the author

Marco Ceccarelli is Full Professor of Mechanics of Machinery and Director of LARM, the Laboratory of Robotics and Mechatronics at Cassino University (<http://webuser.unicas.it/weblarm>). He has been President of IFToMM, the International Federation for the Promotion of Machine and Mechanism Science for term 2008-2011. He is editor of the Springer book series on MMS and History of MMS. His research interests cover aspects of Mechanics of Mechanisms and Robots, History of MMS, and Mechanism Design. He authored more than six hundred papers, and he has authored 4 books and has edited 16 books for proceedings and specific topic issues.

GEARING FORCE DETERMINATION OF CONICAL GEAR WITH INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS

A.V. Cheremnov, Assistant, Tomsk Polytechnical University, arsenij85@sibmail.com;

*E.N. Pashkov, PhD in Engineering, Tomsk Polytechnical University,
epashkov1@sibmail.com;*

An I-Kan, DSc in Engineering, Professor, Tomsk Polytechnical University, igwan@sibmail.com;

*A.S. Ilyin, Deputy Chief Engineer R&D department,
Siberian Engineering Company «SIMACO» Ltd, simaco@mail.tomsknet.ru*

Abstract: The article is devoted to research of a dimensioned gear with intermediate rolling elements and crossed axes. The dependence between torque and gearing force in bevel gearing with intermediate rolling elements is determined.

Keywords: gear, gearing, torque, gearing force

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛЫ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

А. В. Черемнов, Томский политехнический университет (ТПУ), arsenij85@sibmail.com;

Е. Н. Пашков, кандидат технических наук, ТПУ, epashkov1@sibmail.com;

Ан И-Кан, доктор технических наук, профессор, ТПУ, igwan@sibmail.com;

*А. С. Ильин, заместитель главного инженера по новой технике, ООО «Сибирская машино-
строительная компания», simaco@mail.tomsknet.ru*

Аннотация: Статья посвящена исследованию пространственной передачи с промежуточными телами качения и пересекающимися осями. Установлена зависимость между крутящим моментом и усилием в зацеплении конической передачи с промежуточными телами качения.

Ключевые слова: передача, зацепление, крутящий момент, сила зацепления

Введение

Зубчатые передачи имеются в подавляющем большинстве машин и приборов. Надежность и качество работы машин в большей степени зависит от работы зубчатых передач. Среди многих видов зубчатых передач особое место занимают передачи с промежуточными телами качения (ПТК). Интерес к зубчатым передачам с ПТК обусловлен рядом достоинств: дифференциальностью схемы, возможностью объединять фрикционные и зубчатые колеса в единый механизм, компактностью, высоким коэффициентом перекрытия.

Несмотря на широкое применение имеющихся передач с ПТК и появлением их новых разновидностей, они остаются малоизученными. В области передач с ПТК имеется большое количество патентов и авторских свидетельств на изобретения. Однако, большинство опубликованных работ имеет направленность на исследование вариантов передач с ПТК и параллельным расположением осей.

На рис. 1 приведен вариант передачи с ПТК и пересекающимися осями [1]. При определенных сочетаниях геометрических параметров трение скольжения в зацеплении данной передачи стремится к нулю. Следовательно, можно достичь высокого значения коэффициента полезного действия.

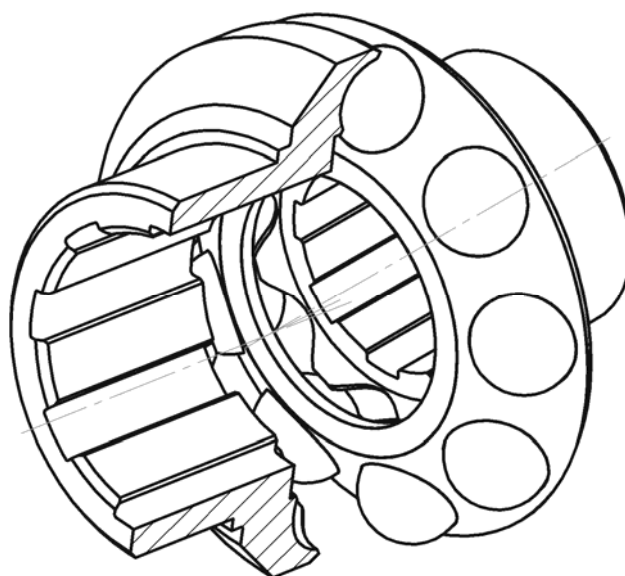


Рис. 1. Коническая передача с ПТК

При выборе определенного типа зубчатых передач в качестве основного критерия выступает несущая способность передачи. Оценку несущей способности проводят на основе расчета контактных напряжений. В свою очередь, для расчета контактных напряжений необходимо определить усилия, возникающие в зацеплении колес. Настоящая работа посвящена установлению зависимости между крутящим моментом и силой зацепления в конической передаче с ПТК.

Определение усилия зацепления

Введем ряд допущений:

1. влиянием сил трения пренебрегаем;
2. полагаем, что вектор силы направлен вдоль общей нормали, восстановленной к профилю зуба.

При передаче движения со стороны шестерни на промежуточное тело качения действует сила F_1 , при этом в точке контакта промежуточного тела качения с зубчатым колесом возни-

кает сила F_2 , рис. 2. Указанные силы равны между собой по модулю, действуют вдоль одной прямой, но направлены в противоположные стороны

$$F_1 = -F_2.$$

Для проведения вычислений введены три подвижные системы координат: $S_1(x_1, y_1, z_1)$, $S_2(x_2, y_2, z_2)$ и $S_3(x_3, y_3, z_3)$, связанные с сепаратором, шестерней и колесом соответственно, рис. 2. Система координат $S(x, y, z)$ является неподвижной.

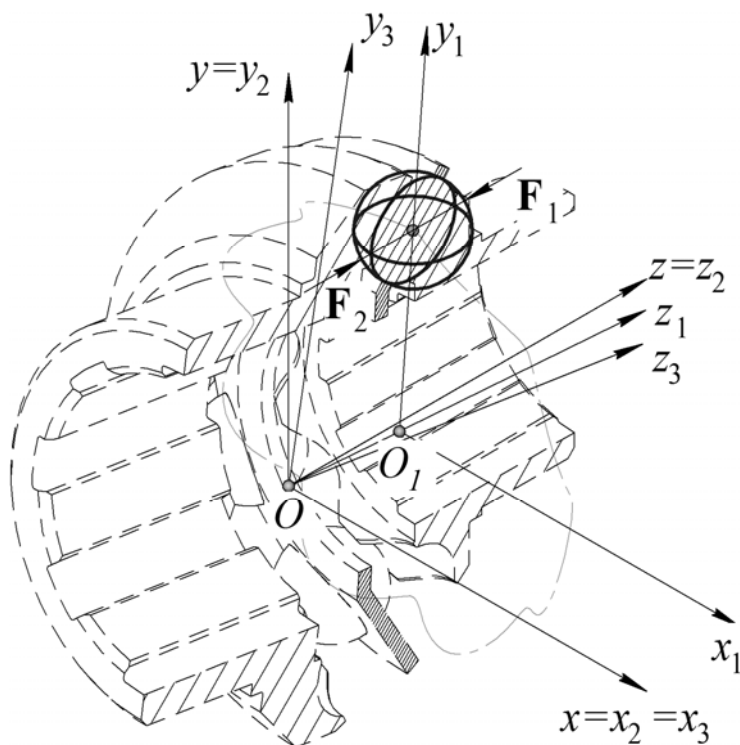


Рис. 2. Усилия в зацеплении конической передачи с промежуточными телами качения

Под действием сил F_1 и F_2 промежуточное тело качения испытывает напряжение сжатия. В результате возникают внутренние напряжения, которые можно представить в виде сосредоточенных сил, рис. 3. Система координат $S_S(x_S, y_S, z_S)$ является подвижной, связана с центром промежуточного тела качения.

Согласно рис. 3 выполняется условие

$$F_1 - N = F_2 - N = 0.$$

Таким образом, взаимодействие промежуточного тела качения с зубчатыми колесами можно рассматривать независимо друг от друга.

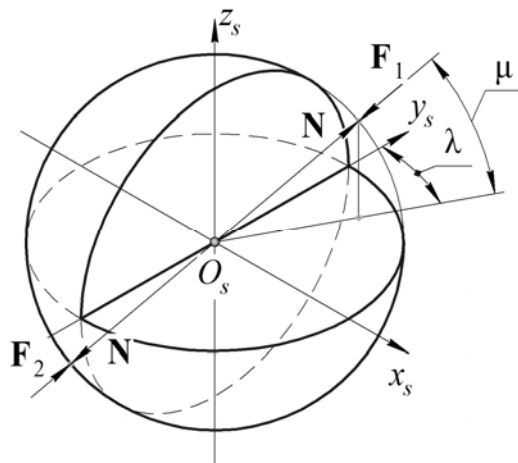


Рис. 3. Внутренние усилия

В системе координат $S_s(x_s, y_s, z_s)$, рис. 3, значение вектора силы определяется выражением

$$\bar{F} = \bar{F}(\mu, \lambda) = f \cos \mu \sin \lambda \bar{i} + f \cos \mu \cos \lambda \bar{j} + f \sin \mu \bar{k}$$

или в матричной форме

$$\bar{F} = \begin{pmatrix} f \cos \mu \sin \lambda \\ f \cos \mu \cos \lambda \\ f \sin \mu \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (1)$$

Определим значение силы в системе координат $S_1(x_1, y_1, z_1)$, жестко связанной с сепаратором. Связь между системами координат $S_s(x_s, y_s, z_s)$ и $S_1(x_1, y_1, z_1)$ показана на рис. 4.

Переход из системы координат $S_s(x_s, y_s, z_s)$ в систему $S_1(x_1, y_1, z_1)$ осуществим через промежуточную систему координат $S_c(x_c, y_c, z_c)$, рис. 4. Матрица перехода от системы координат $S_s(x_s, y_s, z_s)$ к $S_1(x_1, y_1, z_1)$ примет вид

$$\tilde{A}_{1s} = \tilde{A}_{1c} \tilde{A}_{cs}.$$

Здесь \tilde{A}_{1s} – матрица перехода из системы $S_s(x_s, y_s, z_s)$ в $S_1(x_1, y_1, z_1)$, \tilde{A}_{1c} – матрица перехода из системы $S_c(x_c, y_c, z_c)$ в $S_1(x_1, y_1, z_1)$ и \tilde{A}_{cs} – матрица перехода из системы координат $S_s(x_s, y_s, z_s)$ в систему $S_c(x_c, y_c, z_c)$.

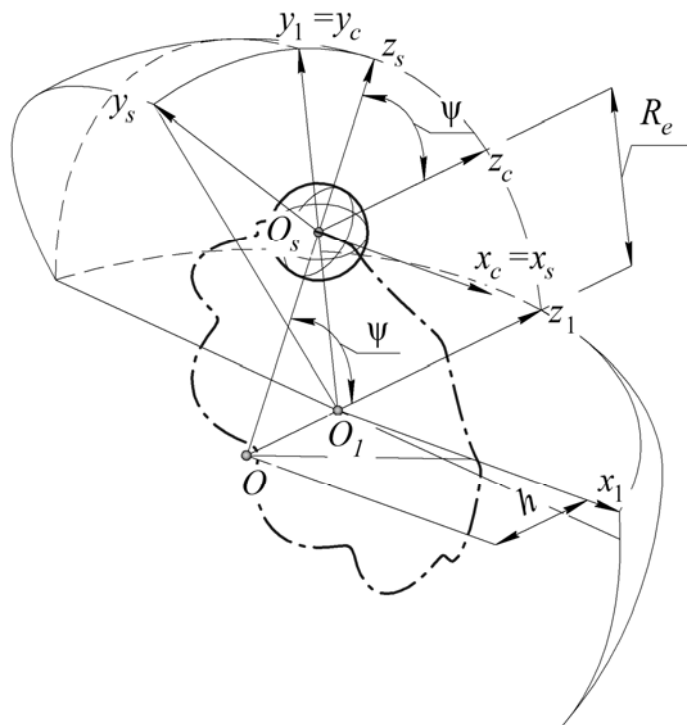


Рис. 4. Схема для определения взаимодействия элементов передачи

Запишем соответствующие матрицы, согласно рис. 4:

$$\tilde{A}_{1c} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & R_e \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \tilde{A}_{cs} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi & \sin \psi & 0 \\ 0 & -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

тогда

$$\tilde{A}_{1s} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \psi & \sin \psi & R_e \\ 0 & -\sin \psi & \cos \psi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (2)$$

После умножения матриц (1) и (2) уравнение силы в системе координат $S_1(x_1, y_1, z_1)$ примет вид:

$$\tilde{F} = \begin{pmatrix} f \cos \mu \sin \lambda \\ f \cos \mu \cos \lambda \cos \psi + f \sin \mu \sin \psi \\ -f \cos \mu \cos \lambda \sin \psi + f \sin \mu \cos \psi \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Момент, создаваемый силой относительно начала координат O_1 , системы координат $S_1(x_1, y_1, z_1)$, определяется выражением [2]

$$\mathbf{m}_{O_1}(\mathbf{F}) = \overline{O_1 O_s} \times \mathbf{F}, \quad (4)$$

здесь $\overline{O_1 O_s}$ – радиус-вектор; \mathbf{F} – вектор силы.

В системе координат $S_1(x_1, y_1, z_1)$, связанной с сепаратором, значение радиус-вектора определяется выражением.

$$\overline{O_1 O_s} = R_e \mathbf{j}_1 \quad (5)$$

Представим значение силы (3) в виде вектора

$$\mathbf{F} = f \left(\cos \mu \sin \lambda \mathbf{i}_1 + (\cos \mu \cos \lambda \cos \psi + \sin \mu \sin \psi) \mathbf{j}_1 + (-\cos \mu \cos \lambda \sin \psi + \sin \mu \cos \psi) \mathbf{k}_1 \right).$$

Подставляя найденное значение силы и радиус-вектора (5) в уравнение (4) найдем значение момента силы относительно начала координат системы $S_1(x_1, y_1, z_1)$.

Нас интересует значение момента вдоль оси z_1 .

$$\mathbf{T} = -R_e f \cos \mu \sin \lambda \mathbf{k}_1.$$

Отсюда находим

$$f = \frac{T}{R_e \cos \mu \sin \lambda}.$$

Полученное выражение устанавливает зависимость между значением силы в зацеплении зубчатых колес и крутящим моментом на сепараторе.

Заключение

В результате проведенного исследования пространственной передачи с ПТК получено выражение, позволяющее определить силу в зацеплении зубчатых колес в зависимости от значения крутящего момента на сепараторе. Установленная зависимость силы зацепления от крутящего момента в дальнейшем позволит оценить контактные напряжения в зацеплении.

Библиографические ссылки

1. Черемнов А. В., Ан И-Кан, Ивкина О. П. Раскрытие статической неопределимости пространственной передачи с промежуточными телами качения // Изв. вузов. Физика. – 2012. – № 5/2. – С. 288–293.
2. Меркин Д.Р. Алгебра свободных и скользящих векторов. – М.: Физматгиз, 1962. – 164 с.

CONTACT STRENGTH BASED METHOD OF MESHING SYNTHESIS IN SKEW ROLLING PLANETARY TRANSMISSION

L. A. Chornaya, PhD in Technical Sciences, Associate Professor,

Moscow State Technical University named after N. E. Bauman, chernayaLA@yandex.ru

Abstract: This paper presents the method of non-local synthesis of geometrical parameters of skew rolling planetary transmission with the contact localized both by the highness of the skew turns, and by the length of the roll. The proposed method enables the maximum realization of the potential of a linkage based on contact stiffness.

Key words: non-local synthesis, localized contact, contact stiffness

МЕТОД СИНТЕЗА ЗАЦЕПЛЕНИЙ В РОЛИКО-ВИНТОВОЙ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧЕ (РВП) ПО КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ

*Л.А. Черная, кандидат технических наук, доцент, Московский государственный
технический университет им. Н.Э.Баумана, chernayaLA@yandex.ru*

Аннотация: Представлена методика нелокального синтеза геометрических параметров РВП с локализованным как по высоте витков, так и по длине ролика контактом, позволяющая максимально реализовать потенциальные возможности передачи по контактной прочности.

Ключевые слова: нелокальный синтез, локализованный контакт, контактная прочность

Введение

Повышение надежности и долговечности машин и механизмов, их экономичности в работе, снижение себестоимости изготовления и так далее - важнейшие задачи машиностроения. Ролико-винтовая планетарная передача (Рис.1), в которой вращение винта 1 преобразуется в поступательное перемещение гайки 5 посредством резьбовых роликов-сателлитов 4, торцовые шейки которых установлены в отверстиях сепараторов 2, относится к классу винтовых механизмов с несоосным взаимным расположением винтовых поверхностей и их одновременным вращением (или планетарным движением) во время работы. Резьба роликов – однозаходная, с выпуклым дугообразным профилем. На винте и гайке – многозаходная резьба с прямолинейным профилем. Таким образом, между роликом и винтом, роликом и гайкой имеет место локализованный по высоте витка контакт, позволяющий при наличии погрешностей взаимного расположения звеньев исключить опасную концентрацию нагрузки на продольных (винтовых) кромках витков.

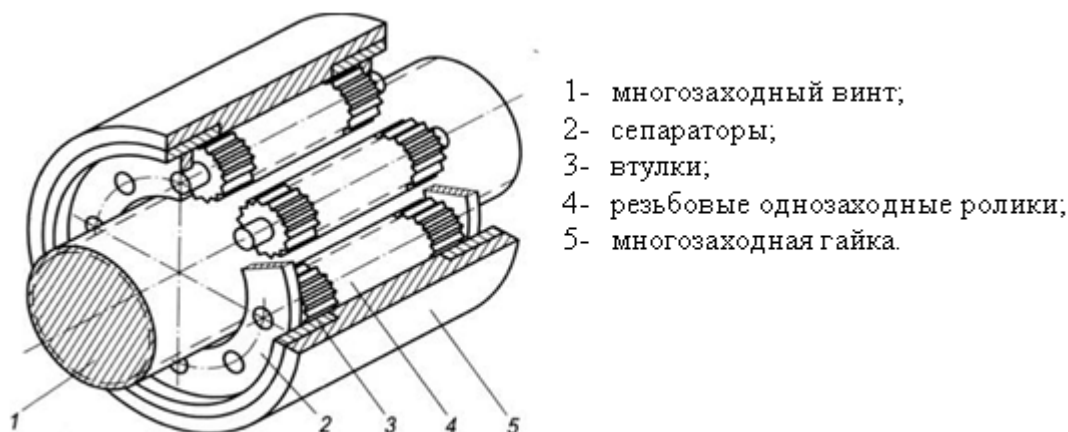


Рис.1. РВП-передача с короткими резьбовыми роликами

За рубежом РВП-передачи выпускаются серийно с 60 годов прошлого века. В нашей стране серийно не выпускаются, что, в какой-то мере, можно объяснить отсутствием надежных методик их расчета и проектирования. Ролико-винтовая планетарная передача - сложный, многократно статически неопределимый механизм, особенностью которого является силовое замыкание высших кинематических пар и возможность свободного смещения звеньев в пределах предусмотренных боковых зазоров в зацеплениях. Из-за сложности расчета нагрузок в зацеплениях и соединениях поиск рациональной конструкции механизма осуществляется опытным путем, что требует проведения дорогостоящих экспериментов на «пробных» механизмах [2].

1. Метод синтеза геометрических параметров зацеплений РВП

Предлагаемая методика нелокального синтеза геометрических параметров РВП с локализованным как по высоте витков, так и по длине ролика контактом, позволяет максимально реализовать потенциальные возможности передачи по контактной прочности. При этом учитываются: погрешности изготовления и сборки элементов передачи; закон распределения нагрузки по виткам ролика-сателлита, отражающий влияние особенностей процессов формирования витков на положение точек их касания и плотность прилегания контактирующих поверхностей. Результатом синтеза являются параметры наладки резьбообрабатывающих станков и размеры инструментов, обрабатывающих главные поверхности звеньев РВП, при которых полученные винтовые поверхности обеспечат передаче заданное качество. Синтез формализован как минимаксная задача следующего вида: найти вектор параметров P^* такой, что максимальное напряжение σ_H , которое зависит от данного P^* и вектора погрешностей Z , является наименьшим на множестве векторов P при самом неблагоприятном сочетании погрешностей Z :

$$\max_{Z \in T} \sigma_H(P^*, Z) = \min_{P \in S} \max_{Z \in T} \sigma_H(P, Z),$$

где S – множество допустимых значений параметров наладки, T – множество допустимых значений погрешностей, σ_H – контактное напряжение на наиболее нагруженном витке.

Для решения поставленной задачи строится математическая модель упругого взаимодействия звеньев РВПП в условиях статического нагружения, в которой учитываются определяемые из геометрической модели [3, 4] зазоры между витками по длине ролика при известных параметрах передачи и фиксированном наборе погрешностей сборки, а также контактные и изгибно-сдвиговые деформации витков. В качестве базового для описания упругого взаимодействия винта и ролика РВПП был выбран приближенный метод проф. Э.Л. Айрапетова [1]. Задача о статической нагруженности ролика РВПП решена в следующей постановке: пусть задана осевая сила F , передаваемая от винта на гайку одним роликом-сателлитом. Требуется определить число витков ролика, участвующих в передаче нагрузки, и передаваемое каждым витком усилие, если известны зазоры между витками винта и ролика в ненагруженном состоянии и их упругие свойства.

Решение задачи сведено к вложенному решению уравнений: на верхнем (внешнем) уровне решается относительно суммарной осевой деформации ролика ΔZ_p уравнение равновесия, на внутреннем – уравнение совместности деформаций и перемещений, если заданы суммарная осевая деформация i -го витка δZ_i , исходные зазоры Δ_i в ненагруженном состоянии и упругие свойства витков. Результатом однократного решения данной задачи являются: значение осевого сдвига ролика ΔZ_p , усилия F_i для каждого нагруженного витка, общее число витков N с $F_i > 0$, участвующих в передаче нагрузки. Последнее обстоятельство объясняется структурой уравнения совместности деформаций и перемещений

$B_i F_i^{2/3} + A_i F_i - \delta Z_i = 0, \quad (i = \overline{1, N})$. Нелинейное (первое) слагаемое учитывает контактную, а линейное – изгибно-сдвиговую составляющие деформации витков при равномерном распределении контактной нагрузки. Коэффициенты A_i, B_i - соответствующие деформации от единичной силы, зависят от геометрии контактирующих поверхностей и механических свойств материала винтов. Для определения изгибно-сдвиговых и контактных деформаций витков ролика используются известные расчетные модели К.И.Заблонского и Э.Л. Айрапетова.

Зависимость максимального контактного напряжения от параметров наладки резьбообрабатывающего станка и погрешностей есть целевая функция задачи синтеза.

Эта задача реализована в виде программного комплекса. Центральное место в нем занимает блок, в котором вычисляется значение целевой функции синтеза для заданного набора.

Полный набор варьируемых параметров: $a, b, \alpha_k, r_k, \lambda_p, \Delta V_p$, начальные значения которых составляют вектор P^0 . Первые четыре из них определяют форму профиля производящей поверхности, угол λ_p установки инструмента влияет как на форму профиля витка ролика, так и на ширину впадины между витками, параметр модификации ΔV_p определяет переменность толщины витка по длине ролика. В условиях теоретически многопарного контакта витков погрешности перекося резко перераспределяют нагрузку между ними, вызывая перегрузку крайних витков. Создание преднамеренных зазоров между витками ролика, прогрессирующих от средних к крайним виткам, позволяет локализовать контакт по длине ролика и равномерно распределить нагрузку между его витками (Рис 2).

В качестве примера работы описанного программного комплекса представим результат синтеза зацепления винт-ролик в РВП со следующими конструктивными размерами:

Ролик		Винт	
диаметр делительный	$d = 16$ мм	диаметр делительный	$d = 48$ мм
диаметр впадин	$df = 15.26$ мм	диаметр впадин	$df = 47.32$ мм
диаметр вершин	$da = 16.54$ мм	диаметр вершин	$da = 48.6$ мм
число заходов	$z = 1$	число заходов	$z = 5$
осевой шаг	$px = 1.6$ мм	осевой шаг	$px = 1.6$ мм
направление спирали:	правое	направление спирали	левое
длина ролика	$l_p = 99$ мм,	число его витков	$Ч_B = 61$.

Осевая сила, приходящаяся на один ролик $F = 2400$ н. Начальные значения параметров настройки: $a = b = 11.4$ мм, $\alpha_k = 45^\circ$, $r_k = 400$ мм, $\lambda_p = 0.032$, $\Delta V_p = 0$. Варьируемые параметры синтеза: r_k и ΔV_p . Допуск на погрешность угла γ перекося осей винта и ролика составляет $\pm 1^\circ$ (± 0.017 радиан). Допуск на межосевое расстояние принят равным нулю (данная погрешность исключена). Характеристики механических свойств материала винтов: модуль упругости $E = 2.15 \cdot 10^5$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$.

В результате синтеза варьируемые параметры настройки получили следующие значения: $r_k = 408.62$ мм, $\Delta V_p = 0.864 \cdot 10^{-6}$, при этом максимальное контактное напряжение σ_{\max}^* на наиболее нагруженном витке не превышает 1432 МПа.

Для сопоставления базовой (Б) и модифицированной (М) передач рассчитывается ожидаемое число циклов нагружения. Анализ результатов показывает, что параметры модифицированной передачи: долговечность N_{HE} (Рис.3а), максимальное контактное напряжение на самом нагруженном витке σ_{Hmax} (Рис.3б), число нагруженных витков χ_{HB} (Рис.3в), практически не зависят от монтажной погрешности γ .

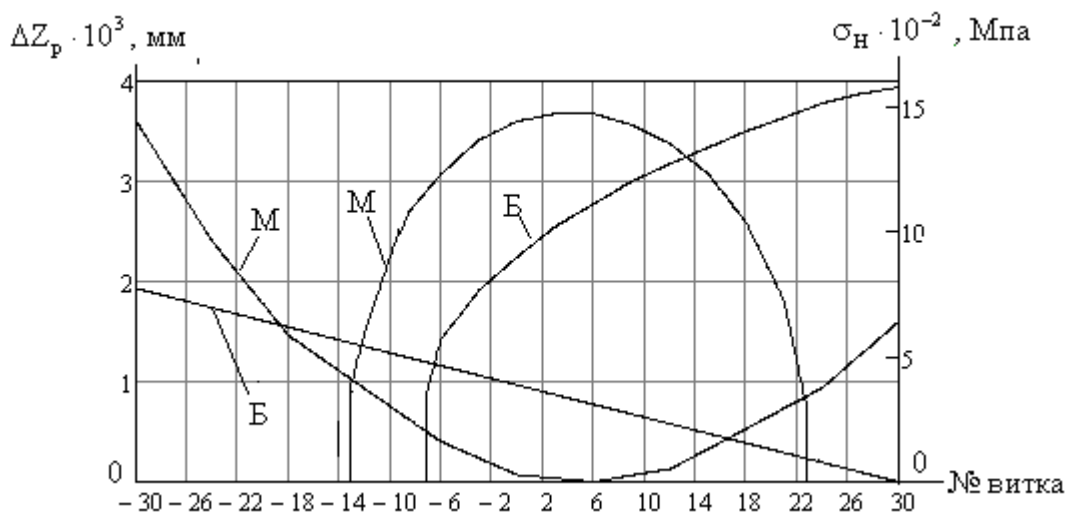
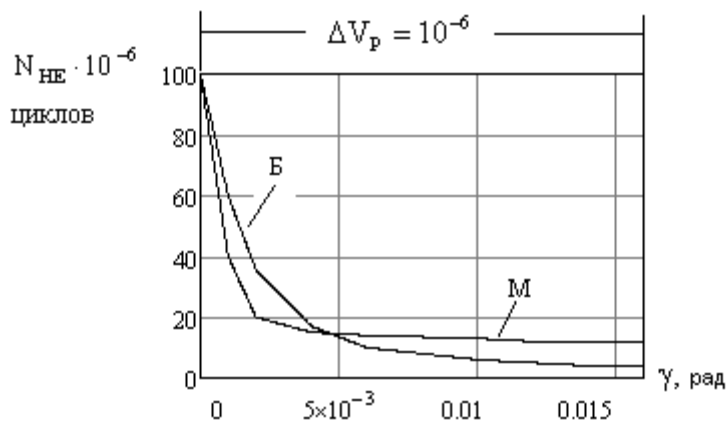


Рис. 2. Эпюры напряжений и функция реальных зазоров в базовой (Б) и модифицированной (М) передачах



а)

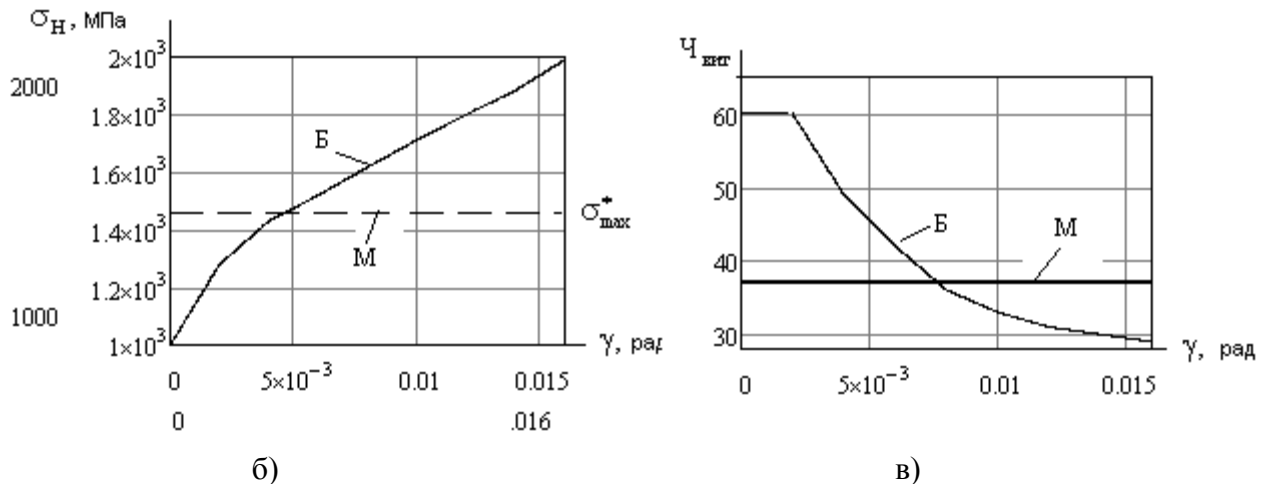


Рис.2. Сравнительная оценка базовой (Б) и модифицированной (М) передач

Заключение

В данной работе предпринята попытка совместить в методике расчета геометрических параметров РВПШ учет, как упругих характеристик, так и погрешностей монтажа звеньев. Предложенный здесь метод синтеза основывается на аналитической модели геометрокинematicкого взаимодействия звеньев и уточненной методике расчета распределения нагрузки по виткам в условиях многопарного контакта

Библиографические ссылки

1. Айрапетов Э.Л. Статическая нагруженность многопарных передач зацеплением. // Вестник машиностроения. 1990. -№ 1.-С. 16-21.
2. Блинов Д.С. Новое направление в проектировании планетарных роliko-винтовых передач // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2001. - № 4. -С. 52-61.
3. Черная Л.А. Моделирование контакта винт-ролик в роliko-винтовой планетарной передаче // Изв. Вузов. Машиностроение. 1993. - №2. –С.17-19.
4. Черная Л.А. Модель локализованного контакта в винтовой планетарной передаче с учетом погрешностей изготовления // Развитие геометрической теории зубчатых зацеплений: Тез. докл. Междунар. науч. симпоз. – Ижевск, 1993. – С.44-46.

DESIGN OF SHAPING MACHINE AND TOOLING SYSTEMS FOR GEARS MANUFACTURING

Ju. M. Danilchenko, DSc. Eng., Professor, Technical University of Ukraine «KPI», yumd@i.ua;

*A.V. Krivosheya, PhD, Senior Researcher, Institute of Superhard Material NAN Ukraine,
krivosheyatolja@ukr.net;*

*M. G. Storchak, DSc. Eng., Assistant Researcher, Institute for Machine Tool of Stuttgart University,
Germany, michael.storchak@ifw.uni-stuttgart.de*

Abstract: The article presents the modern approaches to the principles of designing equipment and instrumentation systems for gears manufacturing. Methodical basics of selecting the optimal machine configuration in the depending on the technical and economic requirements for the machining and form of gear’s tooth profile are stated. The system for theoretical and technological optimization synthesis of instrumentation systems for gears manufacturing is presented.

Keywords: gears manufacturing, machine design, tooling system

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ФОРМООБРАЗУЮЩЕГО ОБОРУДОВАНИЯ И ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Ю. М. Данильченко, д. т. н., проф., Технический Университет Украины «КПИ», yumd@i.ua;

*А. В. Кривошея, к. т. н., ст. н. сотр. Института сверхтвердых материалов НАН Украины,
krivosheyatolja@ukr.net;*

*М. Г. Сторчак, д. т. н., н. сотр., Институт Станков Штуттгартского Университета,
Германия, michael.storchak@ifw.uni-stuttgart.de*

Аннотация: В статье приведены современные подходы к принципам проектирования оборудования и инструментальных систем для обработки зубчатых колес. Изложены методические основы выбора оптимальной конфигурации оборудования в зависимости от технико-экономических требований к процессам обработки и форме обрабатываемых колес. Представлена система теоретического и технологического оптимизационного синтеза инструментальных систем для обработки зубчатых колес.

Ключевые слова: зубообработка, компоновка оборудования, инструментальные системы

Введение

Многообразие различных классов, видов и типов зубчатых передач и зубчатых соединений, усложнение их структуры, повышение требований к их точностным параметрам, со-

стоянию поверхностного слоя, функциональным и эксплуатационным показателям, требует разработки более совершенных подходов к принципам проектирования технологических систем зубообработки. Синтез зубчатых передач необходимо рассматривать с учетом всех этапов их жизненного цикла, т.е. в единой технической системе, которая включает: проектирование, технологию изготовления, сборку, приработку, испытание, эксплуатацию, ремонт и утилизацию. Этапы жизненного цикла могут быть изменены. Например, может быть добавлен этап совершенствования и модернизации передачи или объединены в одну систему теоретический и технологический синтез [1]. Все этапы жизненного цикла зубчатых передач взаимосвязаны. Каждый из этапов жизненного цикла зубчатой передачи имеет свои особенности. Например, особенностями технологического синтеза (технологической системы) зубчатой передачи является не исправление погрешностей как при изготовлении простых деталей, а преобразование погрешностей на последовательных операциях зубообработки, на задании не только величины, но и формы припуска.

Синтез технологической системы

Рассматривается технологическая система, состоящая из ряда подсистем, являющаяся технической системой и включающей операторов и следующие подсистемы: станочную, приспособлений, логистики, инструментальную с учетом переточек и правок инструментов, инструментов 2-го и 3-го порядков, активного или межоперационного контроля, открытую рекуррентную подсистему, предполагающую развитие и связь со всеми остальными системами жизненного цикла зубчатой передачи. Основными подсистемами технологической системы являются станочная и инструментальная подсистемы. Поэтому одним из первых этапов синтеза технологической системы является оптимизационный выбор компоновок технологических модулей (станочных подсистем) и подсистемы исходных инструментальных тел (прототипа инструментальных подсистем) для всей технологической цепочки обработки зубчатых передач. Основными функциями станочной и инструментальной подсистем, как и всей технологической системы, являются: снятие припуска; обеспечение межоперационной точности; обеспечение величины и формы межоперационных припусков и межоперационного состояния поверхностного слоя; обеспечение окончательной точности размеров и формы; обеспечение окончательного состояния поверхностного слоя поверхностей зубчатых венцов; обеспечение рациональной производительности и себестоимости обработки. Современные станочные и инструментальные подсистемы изготовления зубчатых передач должны проектироваться на следующих основных принципах: системного подхода; открытости подсистем; развития подсистемы; систематизации, унификации и классификации; многофункциональности; рекуррентности или множественности рекуррентных циклов; определения и последова-

тельного исследования области существования (множества возможных вариантов); пересечения множеств как методики синтеза.

Математической основой процессов разработки компоновок станочных и инструментальных подсистем, анализа точности обработки зубчатых передач является обобщенная унифицированная математическая модель формообразования [2]. Разработка и исследование математической модели формообразования зубчатых передач строится на следующих принципах: обобщения; структурности; последовательного исследования множеств; пересечения множеств; итерации; вариации. Принцип обобщения сформулирован М. Л. Ериховым в виде математической модели формообразования, которая должна быть общей для максимального числа зубчатых передач, а частные случаи этой модели должны соответствовать отдельным классам, типам и видам зубчатых передач [3]. Обобщенная математическая модель формообразования зубчатых передач разных классов, типов и видов включает обобщенную математическую модель исходного формообразующего звена, обобщенную математическую модель заготовки, обобщенную математическую модель кинематической схемы формообразования и уравнений связи в общем виде [2]. Для разработки таких математических моделей используется аппарат многопараметрических отображений аффинного пространства [4]. Принцип структурности математической модели позволяет записать ее в символьном (матричном) виде. При решении прямой задачи формообразования исходным формообразующим звеном является зубчатое колесо, а при решении обратной - исходное инструментальное тело.

Обобщенная унифицированная математическая модель формообразования зубчатых колес в общем случае при двухпараметрическом огибании имеет вид [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{r0} \cdot m_{i1} \cdot m_{c1} \cdot m_{v1} \cdot m_{\varphi1} \cdot m_{\ell1} \cdot m_{v2} \cdot m_{c2} \cdot m_{v2} \cdot m_{\varphi2} \cdot m_{\ell2} \cdot m_{v3} \cdot \\ \cdot m_{c3} \cdot m_{v3} \cdot m_{\varphi3} \cdot m_{\ell3} \cdot m_{v4} \cdot m_{c4} \cdot m_{v4} \cdot m_{\varphi4} \cdot m_{\ell4} \cdot m_{v5} \cdot \\ \cdot m_{c5} \cdot m_{v5} \cdot m_{\varphi5} \cdot m_{\ell5} \cdot m_{v6} \cdot m_{c6} \cdot m_{v6} \cdot m_{\varphi6} \cdot m_{\ell6} \cdot m_{r6} \\ \varphi_{z6A}^w \leq \varphi_{z6}^w \leq \varphi_{z6B}^w \\ \varphi_{zi}^w = f_{\varphi_{zi}^w}(\varphi_{z6}^w) \\ l_{zi}^w = f_{l_{zi}^w}(\varphi_{z6}^w) \\ m_{m\partial} m_{rv} = 0 \text{ при } \varphi_{z6}^w = const \\ m_{m\partial} m_{rv} = 0 \text{ при } \varphi_{zi}^w = const \end{array} \right. , \quad (1)$$

где $m_{c_{ij}}$, $m_{v_{ij}}$ – матрицы преобразования координат; $m_{\varphi_{ij}}$, $m_{\ell_{ij}}$ – матрицы движения; $m_{r_{ij}}$ – матрица радиус-вектора точки-прообраза; i – координата отображения; $j = 1 \dots n$ – номер отображения; n – количество отображений.

Учитывая частное задание осей системы координат и частное задание движений, с учетом расширения степени возможной относительной подвижности формообразующего зубчатого

звена до 6-ти и задание в каждом из реперов только одного движения $\bar{\ell}_{zi}^w$ или $\bar{\Phi}_{zi}^w$, область существования обобщенной унифицированной кинематической схемы может быть представлена рисунком 1. Эта схема – обобщенная, поскольку включает все известные кинематические схемы как теоретического так и технологического формообразования, а также неизвестные схемы требующие исследования. Унифицированной она является потому, что в каждом репере при конкретной схеме задается только одно движение, матрицы которого унифицированы [2].

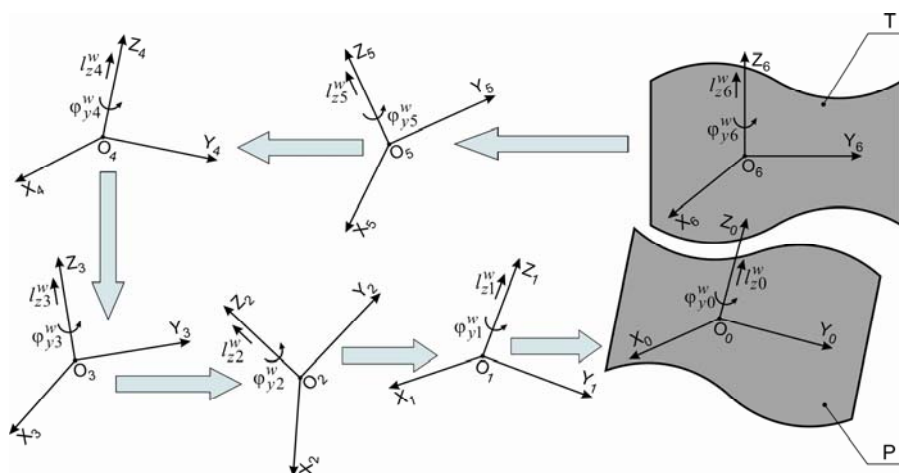


Рис.1. Схема области существования обобщенной кинематической схемы формообразования зубчатых звеньев различных классов, типов и видов (Т – формообразующее зубчатое звено; Р – формообразуемое зубчатое звено).

Приведенная обобщенная кинематическая схема и обобщенная унифицированная математическая модель формообразования зубчатых колес представляет множество возможных кинематических схем и математических моделей теоретического и технологического формообразования цилиндрических зубчатых колес различных типов [2].

Оптимизированный синтез компоновок формообразующего оборудования

Исходными данными на начальных этапах проектирования металлорежущих станков являются математические модели формообразования поверхностей (1), соответствующие им схемы движений и способы реализации этих движений, определяемые компоновкой станка. Задачи анализа и синтеза возможных компоновок базируется на математическом описании связи формы обрабатываемой поверхности с формой инструмента и перемещениями звеньев формообразующей системы (ФС) станка [5]. После преобразования математических моделей формообразования (1) для задачи анализа и синтеза возможных компоновок станков, номинальная форма обрабатываемой поверхности представляется в виде траектории относительного движения формообразующих точек инструмента в системе координат обрабатываемой

детали. При этом математическая модель ФС станка или функция формообразования \mathbf{r}_0 выразится как [5]:

$$\mathbf{r}_0 = A_{0,l} \cdot \mathbf{r}_l = A_{0,l} \cdot A_l \cdot \mathbf{e}^4 = \prod_{i=1}^l A_{i-1,i}^{k_i}(q_i) \cdot \prod_{j=l+1}^{l+p} A_{j-1,j}^{k_j}(q_j) \cdot \mathbf{e}^4, \quad l + p = n, \quad (2)$$

где $A_{0,l}$ – матрица преобразования координат ФС станка; \mathbf{r}_l – радиус-вектор формообразующих точек инструмента в системе координат инструмента (математическая модель инструмента); A_l – матрица преобразования начальной точки инструмента; $A_{i-1,i}^{k_i}(q_i)$ и $A_{j-1,j}^{k_j}(q_j)$ – матрицы преобразования координат для смежных звеньев ФС станка и последовательных преобразований начальной точки инструмента; q_i и q_j – параметры движения i -ого звена ФС станка и j -го преобразования начальной точки инструмента; k_i и k_j – коды матриц преобразования координат, $k = 1, \dots, 6$: 1, 2, 3 – поступательные движения вдоль осей X, Y, Z , 4, 5, 6 – вращательные движения вокруг осей X, Y, Z ; l и p – число подвижных звеньев (узлов) ФС станка и преобразований начальной точки инструмента; $\mathbf{e}^4 = (0,0,0,1)^T$ – радиус-вектор начала системы координат инструмента.

Уравнение (2) является уравнением обработанной поверхности в формообразующем виде [5] с числом параметров, определяемых количеством подвижных узлов ФС станка и формой инструмента, и поэтому будет справедливым равенство:

$$\mathbf{r}_0(u_0, v_0) = \mathbf{r}_0(q_1, q_2, \dots, q_i, \dots, q_n), \quad (3)$$

где u_0 и v_0 – криволинейные координаты обрабатываемой поверхности.

В соответствии с (2), функция формообразования \mathbf{r}_0 однозначно определяется координатным кодом k , представляющим собой упорядоченную последовательность кодов k_i и k_j матриц преобразования координат:

$$k = k_c \cdot k_u = \sum_{i=1}^l k_i \cdot \sum_{j=1}^p k_j, \quad (4)$$

где k_c и k_u – координатные коды станка и инструмента соответственно.

Изменение порядка последовательности (4) согласуется со свойствами матриц $A_{i-1,i}^{k_i}(q_i)$, $A_{j-1,j}^{k_j}(q_j)$ и является основой для синтеза новых компоновок станка с такими же формообразующими возможностями: 1) на основе синтеза новых координатных кодов k_c станка для инструмента заданной формы ($k_u = const$), [5]; 2) на основе перераспределения параметров q_i станка и q_j инструмента и синтеза новых координатных кодов k_c станка и k_u инструмента [6].

В свою очередь, функция формообразования (2) в форме (3) позволяет решить задачу расширения технологических возможностей станка заданной компоновки ($k_c = const$) путем формообразования на нем той же поверхности инструментом другой формы ($k_u = var$), [7]. Это достигается путем определения по зависимости (3) закона движения определенного звена ФС при обработке поверхности заданной формы при условии, что движения других звеньев ФС и форма инструмента будут известны [7].

Заключение

В статье представлены принципы оптимального синтеза инструментальных систем для обработки зубчатых передач и принципы синтеза возможных компоновок станочных модулей на примере цилиндрических зубчатых передач. Показано что функция формообразования является основой для проектирования инструментальных систем и компоновок станочных модулей.

Библиографические ссылки

1. *Михайлов А.Н.* Основы синтеза функционально ориентированных технологий машиностроения.-Донецк: ДонНТУ,2009. -346 с.
2. *Кривошея А.В., Данильченко Ю.М., Сторчак М.Г., Мельник В.Е.* Совершенствование обобщенной унифицированной математической модели формообразования и обработки зубчатых колес. «Оборудование и инструмент для профессионалов», международный информационно-технический журнал, 2010, № 4 (127), с. 46 - 51.
3. *Ерихов М.Л.* Принципы статистики, методы анализа и вопросы синтеза зубчатых зацеплений. Дисс. ... докт. техн. – Хабаровск. – 1972. – 324 с.
4. *Перепелица Б. А.* Отображения аффинного пространства в теории формообразования поверхностей резанием. — Харьков: Вища шк., 1981. — 152 с.
5. *Решетов Д.Н., Портман В.Т.* Точность металлорежущих станков. – М.: Машиностроение, 1986. – 336 с.
6. *Данильченко Ю.М., Кривошея А.В., Карська А.А., Сторчак М.Г., Пастернак С.И.* Первичная генерация координатных кодов металлорежущих станков // Современные технологии в машиностроении: Сб. научн. трудов. – Вып.6. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2011 – С. 23-28.(укр.)
7. *Heisel U., Pasternak S., Storchak M.,Schaal M., Danilchenko Yu.* Modellieren des Verzahnens mit Scheibenwerkzeugen // ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb. – 2010, – Nr. 7-8, S. 649-654.

INDEMNIFICATION OF SATELLITE ROTATION ANGLE ERROR IN THE PLANETARY CONTINUOUSLY ADJUSTABLE GEAR TRAIN

A.M. Dankov, DSc in Engineering, Senior Lecturer, State Institution of Higher Professional Education "Belarusian-Russian University", amdan @yandex.ru;

M.E. Podymako, Chief of department of reliability of science-technical center, SIU "Mogilevliftmash", podymako_m@mail.ru

Abstract: It is established that at regulation of the transfer relation of planetary continuously adjustable gear train the compound design of the central gear is a source of an error by a various deviation of teeth of sectors from nominal position and fractional ratio a district step of sectors to a district step of teeth of the satellite rotation angle error. The design of a unit is offered for indemnification of the specified error, the working capacity of which being confirmed by computer simulation.

Keywords: planetary continuously adjustable gear train, compound central gear, indemnification of the satellite rotation angle error

КОМПЕНСАЦИЯ ПОГРЕШНОСТИ УГЛА ПОВОРОТА САТЕЛЛИТА В ПЛАНЕТАРНОЙ ПЛАВНОРЕГУЛИРУЕМОЙ ПЕРЕДАЧЕ

A.M. Даньков, доктор технических наук, доцент, государственное учреждение высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет», amdan @yandex.ru;

М.Э. Подымако, начальник бюро надежности научно-технического центра, ГПО «Могилевлифтмаш», podymako_m@mail.ru

Аннотация: Установлено, что при регулировании передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи составная конструкция центрального зубчатого колеса является источником вызванной различным отклонением зубьев секторов от номинального положения и некратностью окружного шага секторов окружному шагу зубьев погрешности угла поворота сателлита. Предложена конструкция узла для компенсации указанной погрешности, работоспособность которого подтверждена компьютерным моделированием.

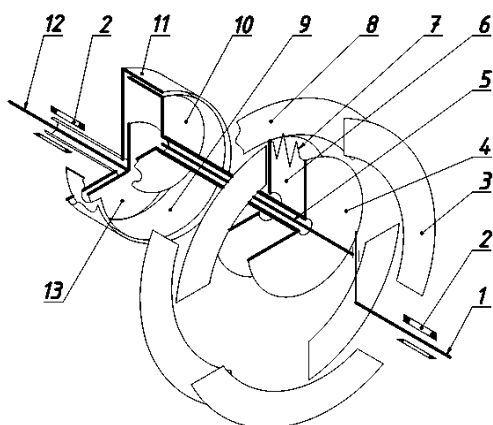
Ключевые слова: планетарная плавнорегулируемая передача, составное центральное зубчатое колесо, компенсация погрешности угла поворота сателлита

Введение

Зубчатая планетарная плавнорегулируемая передача является разновидностью регулируем-

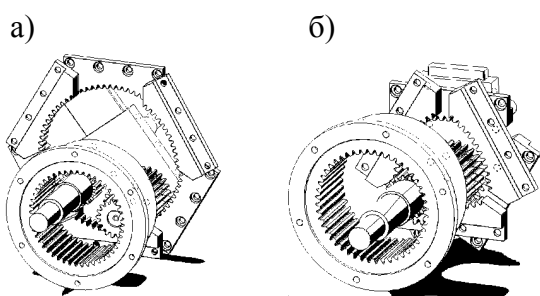
мых механических передач непрерывного действия [1], в которой передаточное отношение регулируется одновременным изменением условного начального диаметра центрального зубчатого колеса и радиуса водила любым из возможных способов: ручным, автоматизированным или автоматическим [2].

Структурная схема зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи приведена на рис.1, а рис. 2 иллюстрирует ее принцип действия.



1 – ведущий вал; 2 – корпус; 3 – зубчатый сектор первого силового потока центрального зубчатого колеса; 4 – зубчатый венец первого силового потока сателлита; 5 – водило; 6 – зубчатый венец второго силового потока сателлита; 7 – упругая связь; 8 – зубчатый сектор второго силового потока центрального зубчатого колеса; 9 – зубчатое колесо с внутренними зубьями вспомогательной планетарной передачи для съема вращения с сателлита; 10 – ведущий зубчатый венец вспомогательной планетарной передачи; 11 – обойма для поддержания зубчатого колеса с внутренними зубьями вспомогательной планетарной передачи; 12 – выходной вал; 13 – зубчатый венец выходного вала

Рис. 1. Структурная схема зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи



а) положение деталей передачи при минимальном передаточном отношении; б) положение деталей передачи при максимальном передаточном отношении

Рис. 2. Принцип действия зубчатой планетарной плавнорегулируемой передачи

Достоинствами этой передачи являются конструктивная простота силовой кинематической цепи, широкий диапазон регулирования, три режима функционирования: мультипликация, единичное преобразование, редуцирование, а ее наиболее существенный недостаток – неустранимая погрешность угла поворота сателлита, возникающая при регулировании передаточного отношения. Эта погрешность передается жестко связанному с сателлитом ведущему зубчатому венцу вспомогательной планетарной передачи, обеспечивающей пере-

дачу вращения сателлита вокруг собственной оси выходному валу плавнорегулируемой передачи (рис. 1).

1. Особенности функционирования планетарной плавнорегулируемой передачи

Источниками указанной погрешности являются некратность окружного шага секторов центрального зубчатого колеса окружному шагу зубьев и отклонение положения всех зубьев секторов, кроме центрального, от номинального, причем суммарное влияние этих факторов на величину погрешности имеет тенденцию к увеличению по мере изменения передаточного отношения передачи от минимального значения к максимальному. Это увеличение носит не монотонный, а циклический характер, что определяется числом зубьев условного центрального зубчатого колеса. Условным центральным зубчатым колесом планетарной плавнорегулируемой передачи будем называть цельное зубчатое колесо с таким диаметром начальной окружности, что делительные дуги всех зубчатых секторов реального центрального зубчатого колеса являются касательными к ней. Число зубьев z этого колеса определяется по общеизвестной зависимости $z = d / m$ (d – начальный (делительный) диаметр; m – модуль зацепления). В соответствии с принципом действия передачи начальный диаметр ее условного центрального зубчатого колеса может принимать любое значение в интервале от минимального до максимального значения, следовательно, и условное число зубьев z может приобретать любое (в том числе и дробное значение). Периодически условное число зубьев принимает значения, кратные трем, когда зубья секторов в зоне их пересопряжения находятся в наиболее благоприятном расположении. Эта коллизия в случае жестких зубчатых секторов, образующих реальное центральное зубчатое колесо, разрешается в зоне пересопряжения секторов и циклически (шесть раз за один оборот водила) проявляется в форме локальной погрешности угла поворота сателлита. Влияние отклонения зубьев от номинального положения начинает проявляться сразу же после начала увеличения передаточного отношения и носит дуалистический характер. Это радиальное смещение зубьев и поворот оси симметрии зуба [3].

Поскольку устранить погрешность угла поворота сателлита не представляется возможным, необходимо нейтрализовать результат ее проявления – повышенную внутреннюю динамику передачи. Наиболее эффективным решением представляется выполнение передачи с двумя параллельными силовыми потоками [1], что предполагает выполнение сателлита с двумя подвижными друг относительно друга в окружном направлении зубчатыми венцами. В этом случае утилитарный подход к конструкции требует при наличии двух упругоподвижных элементов предусматривать один упругий соединительный элемент. Анализ такой конструкции с учетом перспективы использования ее в приводах с диапазоном регулирования более 3 показывает ее невысокую эффективность, так как один упругий элемент практически

неработоспособен в диапазоне значений крутящих моментов, соответствующих принятому диапазону регулирования.

2. Компенсация последствий погрешности угла поворота сателлита планетарной плавнорегулируемой передачи

Этот недостаток устраняется в изображенной на рис. 3 конструкции, включающей установленный на водиле сателлит 1 с двумя зубчатыми венцами 2 и 3, находящимися в зацеплении с секторами 4 и 5 центрального зубчатого колеса.

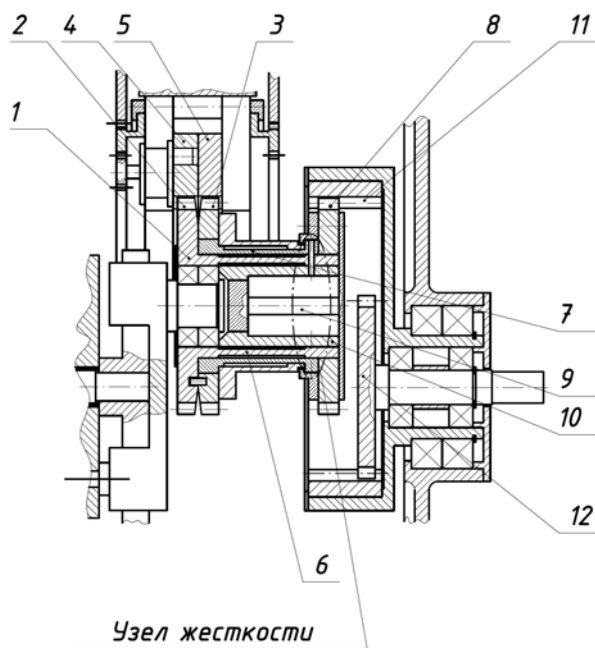


Рис. 3. Конструкция компенсатора погрешности угла поворота сателлита

Ступица зубчатого венца 2 выполнена в виде трубчатого торсиона 6 на правой опоре которого смонтирован и жестко закреплен торсион 7, свободная опора которого может вращаться относительно ступицы зубчатого венца 2 и упруго-подвижно связана с зубчатым венцом 3 фасонной пластинчатой пружиной. На правой опоре торсиона 6 с возможностью вращения смонтирован ведущий зубчатый венец 8 вспомогательной планетарной передачи, сообщающей вращение сателлита вокруг собственной оси выходному валу. Зубчатый венец 8 жестко связан с выполненной в виде фланца опорой торсиона 9, вторая опора

которого закреплена в фиксирующей сателлит от осевых перемещений вдоль кривошипа втулке 10. Соответствующие опоры трубчатых торсионов и фиксирующая втулка жестко связаны штифтами, образуя узел жесткости, что позволяет выполнить упругоподвижными относительно этого узла оба зубчатых венца сателлита. Поворот зубчатого венца 3 относительно опоры трубчатого торсиона 7, как и поворот опоры трубчатого торсиона 7 относительно зубчатого венца 2 сателлита ограничен. Жесткость фасонной пластинчатой пружины и трубчатых торсионов выбирается такой, что рабочие и максимальные значения крутящих моментов на их характеристиках равны крутящим моментам, соответствующим значениям передаточных чисел на концах выбранных на графике изменения передаточного отношения планетарной плавнорегулируемой передачи интервалов значений передаточного отношения, с наибольшей точностью аппроксимируемых прямыми линиями, причем максимальные деформации пластинчатой пружины и торсионов обеспечивают одинаковые углы поворота второго зубчатого венца сателлита относительно первого зубчатого венца.

Консольное расположение ведущего зубчатого венца 8, ставшее критичным вследствие неизбежного увеличения расстояния между ним и сателлитом, устраняется благодаря его зацеплению с двумя промежуточными зубчатыми венцами (на рис. 3 не показаны), находящимися также в зацеплении с зубчатым колесом 11, свободно вращающемся в обойме и передающем вращение сателлиту зубчатому колесу 12, выполненному заодно с выходным валом.

3. Компьютерное моделирование работы компенсатора

Для оценки кинематической погрешности планетарной плавнорегулируемой передачи и возможности ее компенсации с использованием упругих элементов в САЕ пакете MD.ADAMS была разработана имитационная модель передачи. В модели были учтены массово-инерционные характеристики элементов передачи, а также упруго-диссипативные связи между ними. В модели были заданы следующие граничные условия: 1) частота вращения ведущего вала – 10 град/с; 2) крутящий момент на выходном валу – $300 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 3) диапазон изменения передаточного отношения – $1 \dots 2,24$.

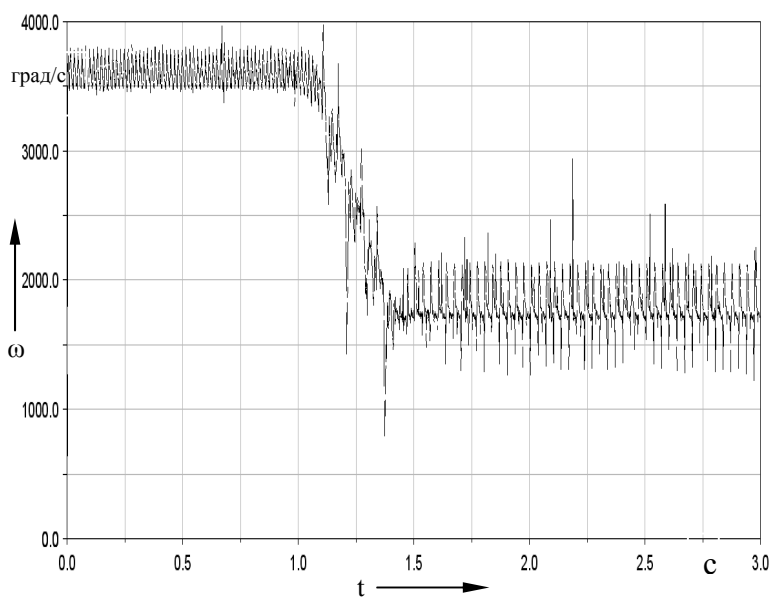


Рис. 4. Изменение угловой скорости выходного вала по результатам моделирования

На рис. 4 представлен график изменения угловой скорости выходного вала, полученный в результате реализации имитационной модели. Применение серии вычислительных экспериментов, факторами варьирования в которых являлись коэффициенты жесткости упругих компенсаторов, позволило подобрать их величины такими, что было получено уменьшение как экстремальных значений погрешности, так и ее разброса. На рис. 5 а), б) представлены зависимости погрешности угла поворота выходного вала по отношению к углу поворота ведущего при передаточном отношении, равном 2,24, в передаче с упругими компенсаторами и без.

Численная оценка среднеквадратичного отклонения погрешности при работе передачи с нецелым числом зубьев условного центрального колеса показала следующее: – без упругих компенсаторов $\sigma = 0,15 \text{ град}$, с упругими компенсаторами $\sigma = 0,12 \text{ град}$. Снижение разброса составило 20%.

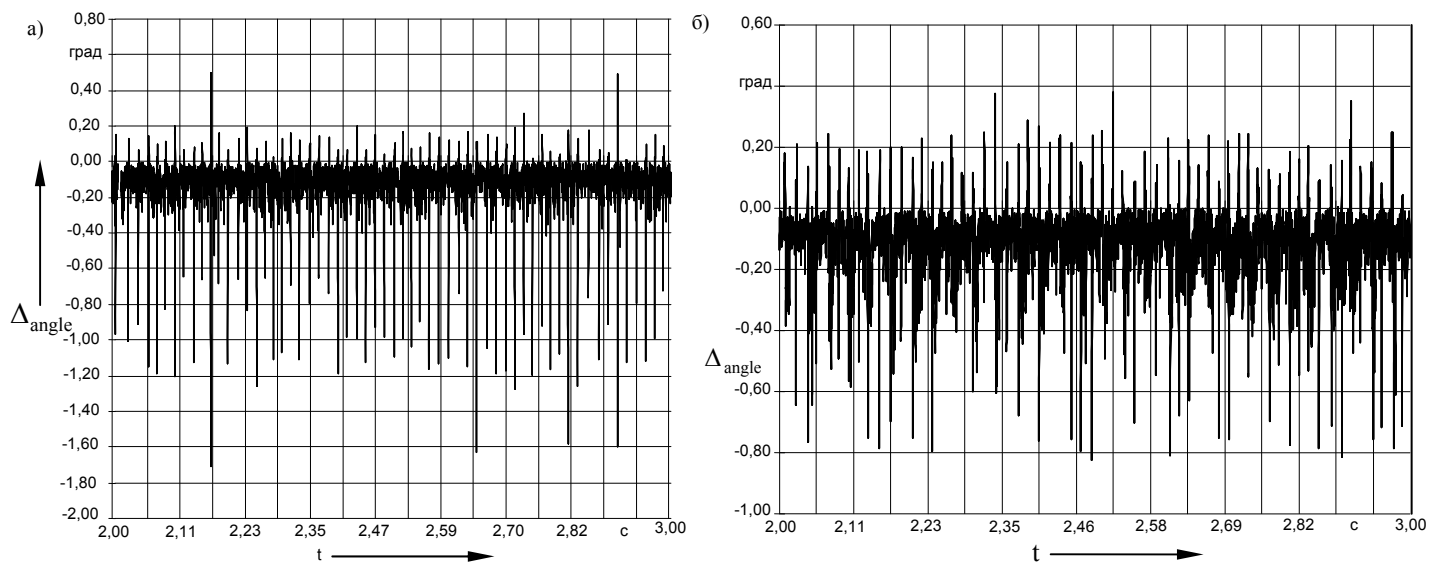


Рис. 5. Погрешность угла поворота выходного вала для передачи:

а) без упругих компенсаторов, б) с упругими компенсаторами

Заклучение

Доказано, что целенаправленным подбором жесткости торсионов и пластинчатой пружины, процедура которого легко поддается автоматизации, вызванная особенностями конструкции планетарной плавнорегулируемой передачи кинематическая погрешность может быть сведена к приемлемой величине.

Библиографические ссылки

1. Даньков А. М. Сборка и регулировка основных модификаций плавнорегулируемой зубчатой передачи // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2005. – № 10. – С. 38 – 43.
2. Даньков А. М., Иоффе А.З. Синтез и анализ составного центрального зубчатого колеса планетарной плавнорегулируемой передачи нового типа // Механика машин, механизмов и материалов. – 2009. № 2. – С. 38 – 42.
3. Иоффе А. З., Даньков А.М. Конструктивные и кинематические особенности плавнорегулируемых зубчатых передач // Вестник Белорусско-Российского университета. – 2011. – № 1. – С. 27 – 38.

KINEMATICAL AND DYNAMICAL ANALYSIS OF PLANETARY GEAR TRAINS BY MEANS OF VARIOUS GRAPH-BASED APPROACHES

J. Drewniak, DSc, Professor, University of Bielsko-Biala, jdrewniak@ath.bielsko.pl;

J. Kopec, PhD, University of Bielsko-Biala, jkopec@ath.bielsko.pl;

S. Zawislak, DSc, Professor, University of Bielsko-Biala, szawislak@ath.bielsko.pl

Abstract: Mathematical models of gears can be very useful within the conceptual phase of a gear design activity. In the present paper, three graph methods are discussed. Exemplary gear is considered. Some engineering tasks are performed (e.g. kinematical analysis) to show usefulness of the proposed methods.

Keywords: ratio, rotational velocities, accelerations, forces, automation, algorithmization

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С ПОМОЩЬЮ РАЗЛИЧНЫХ ГРАФОВЫХ ПОДХОДОВ

Д. Древняк, д.т.н., проф., University of Bielsko-Biala, Польша, jdrewniak@ath.bielsko.pl;

Д. Копеч, к.т.н., University of Bielsko-Biala, Польша, jkopec@ath.bielsko.pl;

С. Завислак, д.т.н., проф., University of Bielsko-Biala, Польша, szawislak@ath.bielsko.pl

Аннотация: Математические модели зубчатых передач могут быть очень полезными на этапе проектирования схемы передачи процесса проектирования передачи. В настоящей работе обсуждаются три графовых метода. Рассматривается пример зубчатой передачи. Решаются несколько инженерных задач (например, кинематический анализ), чтобы показать практическую ценность предлагаемых методов.

Ключевые слова: передаточное отношение, скорость вращения, ускорения, силы, автоматизация, алгоритмизация

Introduction

The task of gears' design has been performed successfully since many years. However, it is still challenging considering especially planetary gears which are elementary units of the automotive automatic gear boxes. The design problems are e.g. compactness, efficiency and choice of the final design solution of gear boxes. There were several methods of modeling of gears by means of schematic structures e.g. A. Wolf's schemes (used widely in Germany) and graphs. Till now, tasks (performed upon graph models) have enclosed e.g. kinematical analysis, dynamical analysis, synthesis, enumeration, efficiency analysis etc. In the present paper mixed, contour and bond graphs

are discussed and applied. In every of the above mentioned approaches, the modelling process consists of the following steps: (a) abstraction; (b) simplification; (c) graph assignment; (d) generation of system of equations; (e) solution and comparison of results. Abstraction means focusing attention on selected aspects and simultaneously neglecting or omitting other ones e.g. we neglect lubrication and vibrations. But, it is valid only within a conceptual design. Simplification means that we partly neglect the selected dimensions but diameters of gear wheels are taken into account. Graph assignment is an essence of the whole approach. It is connected with precise rules which allow for encoding and decoding of an artifact into its graph model, respectively. Generating of system of equations is the benefit of modeling because it is done in algorithmic way, which allows for avoidance of mistakes, other features are: repeatability, elegance and generalization. The generation of equations consists in several steps e.g. detection of special subgraphs which have their special codes – i.e. code of f-cycle for mixed graph and code of cycle for contour graphs. Moreover the graph model of gears give their algebraic representation, which – in turn - enables utilization of some methods of artificial intelligence e.g. evolutionary algorithms for generating of alternative design solutions. The derived algorithms can be and are converted into computer programs [4]. In consequence, such an approach can accelerate and automatize design activities of an engineer. Moreover, it gives new, deeper insight into the design activity.

1. Graph-based models of planetary gears

Graphs could be mathematical models of gears and graph theory application has been intensively developed just recently. The relevant papers are e.g. [1-3] and books [4-8]. In the present paper, we use: mixed graphs, contour graphs [5] and additionally bond graphs [7,8]. Based on graph-based models of gears versatile tasks could be performed e.g.: analysis, synthesis, optimization and enumeration of engineering design solution. The last task consists in generation of family of graphs which are then converted in the functional schemes of gears (inverse problem). In the paper exemplary gears will be analysed via three graph methods – which give the same results. It allows for comparison, deeper insight in the design and a possibility to check the correctness of obtained results.

A graph $G(V, E)$ is a pair of two finite sets: V – vertices and E – edges. Vertices are graphically presented as dots, circles or other signs; edges are drawn as straight or curved lines. Usually elements of set E are called edges and they are considered as two element subsets of V ; $e = \{v_1, v_2\}$. In some cases the E elements are treated as pairs. It means that there is a first and a second element of a pair. So, we can establish an order of vertices which causes that an element of set E is called an arc. Its end is marked by means of an arrow. A graph $G(V, E, W)$ is called a weighted graph, where

W is a weight function i.e. $W: E \rightarrow (R, N, C)$; (R – real numbers, N – natural numbers, C – codes) which means that weight are assigned to edges.

Underneath, the rules of assignment of the considered graph are roughly presented. Full description and further details can be found in dissertation [4], slightly different approach is discussed also in [1].

1.1. Mixed graphs

The mixed graphs are an original proposal of the authors of the present paper. It is generalization of Hsu and Tsai approaches. The mixed graph G has the set E which consists of edges $/e = \{v_1, v_2\}/$ and arcs $/e = (v_1, v_2)/$, simultaneously. The assignment rules are as follows: the graph vertices represent the gear parts which are connected with rotational movement: sun wheels, carriers, planetary wheels, drums with internal too things as well as a housing (support system). The graph edges represent the relationships between these elements. The relation: “to turn around the main geometrical axis of a gear” is represented via a shaded polygon (which in fact is a clique), the relation “to be in mesh” for two neighbor geared elements is represented by means of the dashed line and the relation “a pair – carrier and planetary wheel” is drawn as continuous line. The arcs were introduced converting a plain graph into a mixed graph. The arcs are marked from an input element connected with the motor to the output element passing a rotational speed on to a machine or a clutch and then to a machine. The path created by arcs allow for an analysis of passing rotational movement and power throughout a gear. The edges adjacent to braked element are marked as double lines (continuous or dashed). It allows for spotting redundant elements or temporary redundant elements in automatic gear boxes built upon elementary planetary gears. From the light of algebra graph is directly connected with a relationship and a matrix.

1.2. Contour graphs

Contour graphs [5] are relatively narrow known method of modeling of mechanical systems. The idea of these graphs consists in gathering all closed circles of consecutive sets of gear parts in one graph. The circles are called here contour according to the nomenclature introduced e.g. in [5] which in consequently applied in the papers of the authors. The set of contours has to complete to generate the complete (solvable) system of equations. The codes of cycles are created. These codes are then used for algorithmic writing of the system of equations describing the kinematics and dynamics of the system or mechanism. The advantages of this method of modeling are similar to the above mentioned, characteristic for mixed graphs but here the equations for accelerations of gear parts and forces acting on particular elements are possible to generate.

1.3. Bond-graphs

The bond graphs [7, 8] are well known graphs used for modeling of versatile mechanical system. Their advantage consists in the following factors: (i) they are now a standard approach; (ii) professional software for their usage is available; (iii) they can be applied for modeling of mechatronic, electrical and even hydraulic systems together by means of the same schemas and the same similar, adequate rules for generation of equations.

2. Exemplary gear and assigned graph based models

The discussed graph methods are applied for modeling of the gear presented in Fig. 1. The scheme is discussed also in [11]. The data according to numbers of teeth are as follows: $z_1 = z_4 = z_7 = 18$, $z_2 = z_5 = z_8 = 27$, $z_3 = z_6 = z_9 = 36$ and the modulus was $m = 2$. This automotive gear was analyzed by authors in the paper [5], as well. Some additional data and more extended analysis are enclosed in this paper.

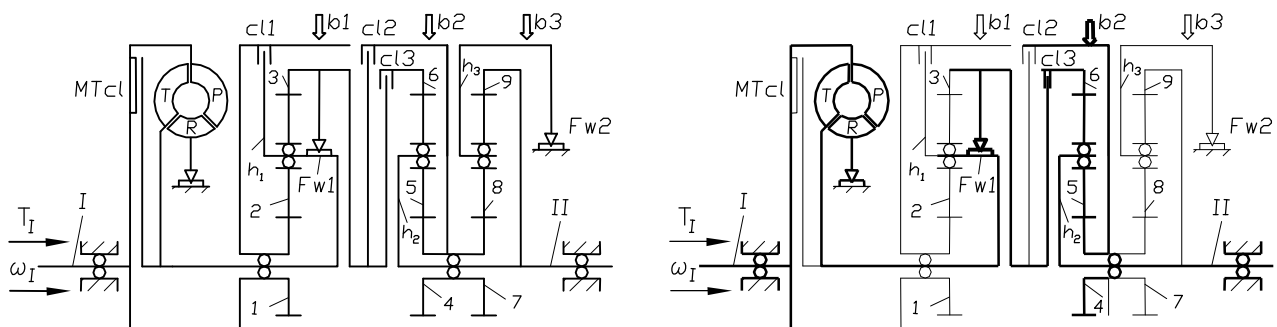


Fig. 1. Gearbox – general scheme (left), DE2 – operation mode (right); based upon [9]

The duty routines or modes of operation of the gear (shown in Fig. 1) are given in Table 1. We discuss here only one drive i.e. DE2. Further analyses are described in [2, 3].

Table 1. Modes of operation of the discussed gear; based upon [9]

Drive	Activated element								
	MTcl	cl1	b1	Fw1	cl2	cl3	b2	b3	Fw2
DE 1				ON		ON			ON
2				ON		ON	ON		
3	ON			ON	ON	ON			
4	ON		ON		ON	ON			
2. Drive		ON		ON		ON	ON		
1. Drive		ON		ON		ON		ON	
Reverse		ON		ON	ON			ON	

DE – economic, ON – activated.

2.1. Graph-based models of the gear

Three graph-based models are considered for the mode of operation DE2 (for the gear shown in Fig. 1). Another cases can be found in [2,3].

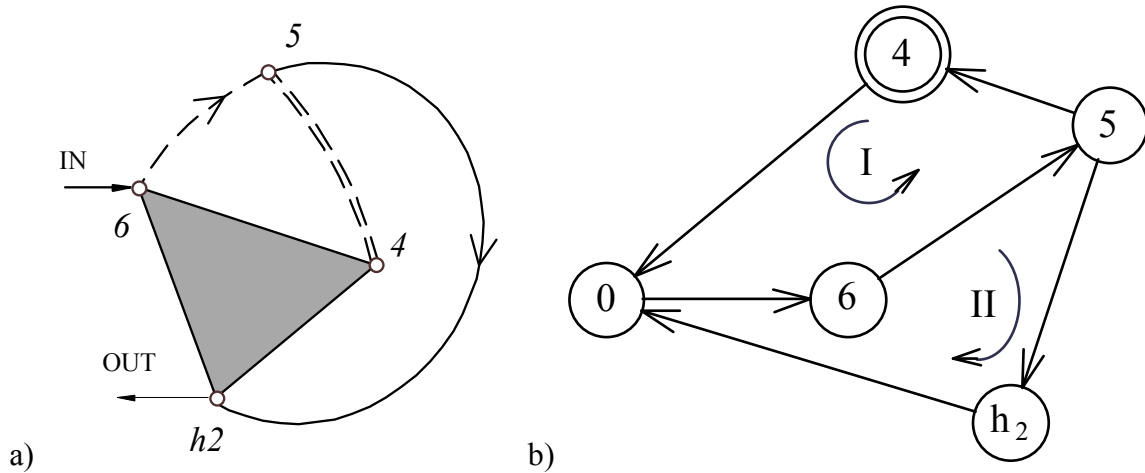


Fig. 2. Graphs assigned to the gear: mixed (left); contour (right); 0 represents the support

In the mixed graph (Fig. 2), we can distinguish f-cycles: $(5, 6)h_2$ and $(4, 5)h_2$. Upon these codes the equation system (1) can be written for rotational velocities of the gear elements. The third equation confirms that the element ‘4’ is stopped.

$$\begin{cases} \omega_5 - \omega_{h_2} = + N_{65}(\omega_6 - \omega_{h_2}) \\ \omega_4 - \omega_{h_2} = - N_{54}(\omega_5 - \omega_{h_2}) \\ \omega_4 = 0 \end{cases} \quad (1)$$

The solution is as follows:

$$\frac{\omega_6}{\omega_{h_2}} = \frac{1}{N_{65}} \left(\frac{1}{N_{54}} + N_{65} \right) = \frac{z_5}{z_6} \left(\frac{z_4}{z_5} + \frac{z_6}{z_5} \right) = \frac{z_4 + z_6}{z_6} = \frac{18 + 36}{36} = 1.5 \quad (2)$$

For the contour graph (Fig. 2) codes of cycles (i.e. contours) can be created: $(0, 6, 5, 4, 0)$ and $(0, 6, 5, h_2, 0)$. Here we consider relative velocities ω_{ij} of an element i in relation to the element j .

$$\begin{cases} \omega_{60} + \omega_{56} + \omega_{45} + \omega_{04} = 0 \\ r_6 \times \omega_{56} + r_4 \times \omega_{45} = 0 \\ \omega_{60} + \omega_{56} + \omega_{h_2,5} + \omega_{0,h_2} = 0 \\ r_6 \times \omega_{56} + (r_4 + r_5) \times \omega_{h_2,5} = 0 \\ \omega_{40} = 0 \end{cases} \quad (3)$$

The system of vector equations (3) can be solved taking into account the gear wheel dimensions i.e. pitch diameters (4), where the pitch diameter of an element i is equal to d_i .

$$\begin{cases} r_4 = 0,5d_4 \\ r_5 = 0,5d_5 \\ r_6 = 0,5d_4 + d_5 \end{cases} \quad (4)$$

The same result was obtained according to the ratio.

Two bond-graph models of the same operating mode of the gear is shown in Fig.3.

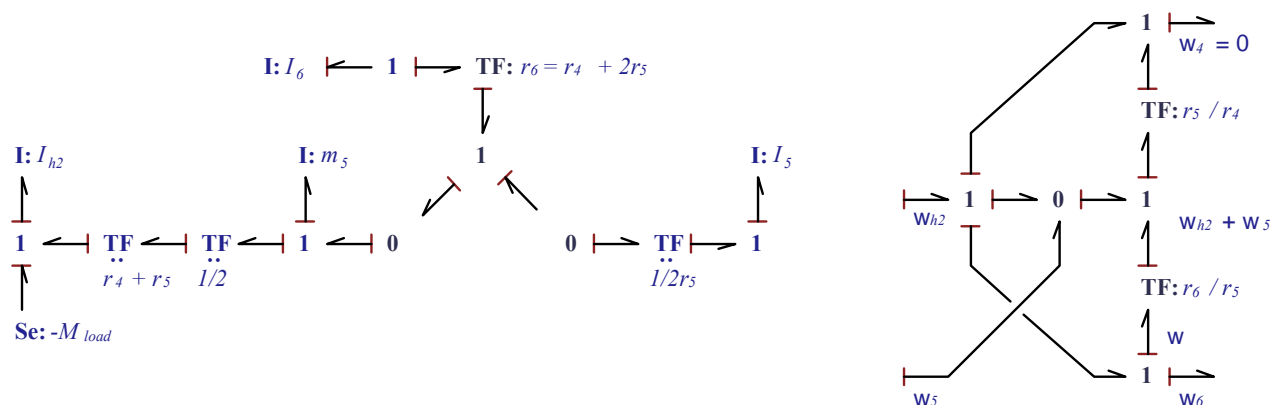


Fig. 3. Bond graphs assigned to the gear:
 according to Brown’s idea (left) [7]; according to ideas discussed in [8] (right)

Based upon the bond graph presented in the Fig. 3 (right) the following equation can be written:

$$\omega_6 \frac{r_5}{r_6} = +\omega_{h2} + \omega_6 \quad (5)$$

The same ratio can be calculated. Like it was stated further, complete analyses are published for this gear in [2, 3] and for other gears in [4].

Conclusion

In the present paper, three graph methods were described and utilized for modeling of an exemplary planetary gear. The kinematical and dynamical analyses were performed. Compatibility of results has been observed. The methods can be used within the conceptual phase of a gear design. Usage of several methods simultaneously allows for avoidance of mistakes as well as it allows for easier comparison of alternative design solutions.

References

1. *Arde D. Kin-Tak Lam.* Analysis of kinematics of a gear steering mechanism for the tracked vehicles, *Journal of Science and Innovation*, – 2012. – V 2(3). – pp. 183–188.
2. *Drewniak J., Zawislak S.* Graph-based models of compound planetary gear boxes. *Solid State Phenomena*. – 2013. – N 199. – pp. 143–148.
3. *Drewniak J., Zawislak S., Wieczorek A.* Analysis method of automatic planetary transmission kinematics (in Polish). *Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej*. – 2013. – N 1825. – pp. 97–102.
4. *Zawislak S.* The graph-based methodology as an artificial intelligence aid for mechanical engineering design, University of Bielsko-Biala, Poland, 2010, 284p.
5. *Marghitu D.B.* Kinematic chains and machine components design. Elsevier, Amsterdam, San Diego. – 2005.
6. *Tsai L.W.* Mechanism design: enumeration of kinematic structures according to function. CRC, Boca Raton. – 2001.
7. *Brown F. T.* Engineering systems dynamics: A unified graph-centered approach, Marcel Dekker, New York. – 2001.
8. *Merzouki R., Samataray A.E. et al.* Intelligent mechatronic systems, Springer-Verlag, London. – 2013.
9. *Looman J.* Zahnradgetriebe, Springer-Verlag, Berlin. – 1988.

ANALYSIS OF PRESSURE AND MOTION TRANSMISSION ANGLES IN A GEAR WITH INTERMEDIATE ROLLING BODIES AND FREE IRON RING

*E. A. Efremenkov, PhD Tech., Ass. Prof., High Technology Physic in Mechanical Engineering
Department of National Research Tomsk Polytechnic University*

Abstract: The expressions to determine the pressure and motion transmission angles with intermediate rolling bodies and free iron ring are obtained and analysis on angles variation along the profile of a cycloid gear tooth is carried out.

Keywords: pressure angle, power angle, transmission with intermediate rolling bodies

АНАЛИЗ УГЛОВ ДАВЛЕНИЯ И ПЕРЕДАЧИ ДВИЖЕНИЯ В ПЕРЕДАЧЕ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ И СВОБОДНОЙ ОБОЙМОЙ

Е. А. Ефременков, к.т.н., доц., Томский политехнический университет

Аннотация: в статье получены выражения для определения углов давления и передачи движения в передаче с промежуточными телами качения и свободной обоймой, выполнен анализ изменения углов вдоль профиля циклоидального зуба колеса передачи.

Ключевые слова: угол давления, угол передачи, передача с промежуточными телами качения

Введение

Передачи с промежуточными телами качения (ПТК) имеют комплекс высоких технических характеристик, это компактность в сочетании с высоким выходным крутящим моментом, большим передаточным числом в одной ступени (от 15 до 60) [1], повышенной нагрузочной способностью, низкой инерционностью, малыми зазорами в зацеплении и длительным сроком эксплуатации. Благодаря этому передачи с ПТК постоянно расширяют область своего применения. В последнее время интерес к передачам с ПТК возрос [2, 3, 4, 5], это связано с потребностью в компактных, высоконагруженных, ресурсосберегающих механизмах.

Одной из передач с ПТК наиболее полно обеспечивающей комплекс технических характеристик является передача с ПТК и свободной обоймой (рис. 1) и ее модификации. Данную передачу удобно использовать при проектировании компактных высоконагруженных механизмов, т.к. она обеспечивает диапазон передаточных чисел в

одной ступени от 2 до 35, хотя, для кинематических передач можно проектировать механизмы с передаточным числом до 50-60.

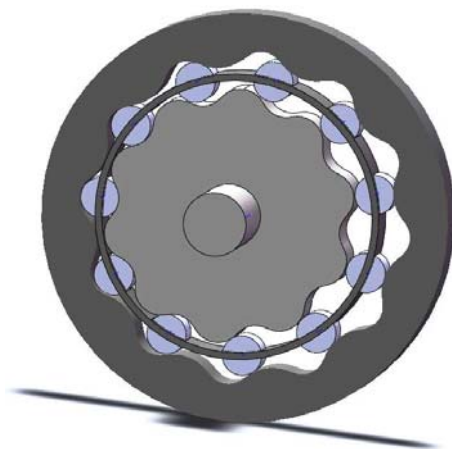


Рис. 1. Модель передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой

Несмотря на широкое использование передач с ПТК и появляющихся новых их разновидностей они остаются малоизученными и прежде всего их прочностные характеристики. Особое внимание необходимо уделять распределению сил и передаче повышенных крутящих моментов. На распределение усилий в зацеплении, а следовательно и на нагрузочную способность передачи и всего механизма, большое влияние оказывают геометрические параметры передачи. В частности изменение углов давления и передачи движения влияет на несущую способность передачи с ПТК. Таким образом, подбор геометрических параметров, обеспечивающих оптимальные углы давления и передачи движения, позволит повысить нагрузочную способность передачи с ПТК. Поэтому изучение изменения углов давления и передачи движения вдоль циклоидального профиля зуба передачи с ПТК и свободной обоймой является актуальным.

1. Постановка задачи

Угол давления образуется нормалью к профилям в точке их касания со скоростью ведомой точки [6, 7], а угол передачи движения дополняет этот угол до 90° . В литературе приводятся выражения для определения угла давления через геометрические размеры передачи или через размеры и скорости звеньев [6, 7], так выражение угла давления будет индивидуальным для определенной геометрии зацепления (передачи). Для передачи с ПТК и свободной обоймой необходимо получить выражения угла давления и передачи движения через исходные параметры передачи, что позволит на начальном этапе разработки механизма оперативно подбирать параметры, обеспечивающие проектирование надежной и

высоконагруженной передачи с ПТК и свободной обоймой.

Рассмотрим двухполосную передачу с ПТК и свободной обоймой, как наиболее общий случай. Исходными параметрами этой передачи являются: r_{21} , r_{23} - радиусы центроид зацеплений тел качения с кулачком и венцом соответственно; Z_2 - число тел качения; χ_1 , χ_3 - коэффициенты смещения в зацеплениях тел качения с кулачком и венцом соответственно; r_p - радиус тела качения.

Таким образом, целью работы является получение зависимостей углов давления и передачи движения от исходных параметров передачи с ПТК и свободной обоймой и анализ изменения угла давления вдоль циклоидального профиля колеса.

2. Определение углов давления и передачи движения

2.1. Описание зацепления двухполосной передачи с ПТК и свободной обоймой и ее геометрии

С целью анализа геометрии для определения угла давления рассмотрим схему двухполосного зацепления передачи с ПТК и свободной обоймой (рис.2). На рис. 2 обозначено: P_1 , P_3 – полюс зацепления обоймы с телами качения с кулачком и венцом соответственно, O_1 , O_2 , O_3 – центры кулачка, окружности центров тел качения и венца соответственно; O – центр рассматриваемого тела качения; φ_2 – угол поворота обоймы с телами качения; e_1 , e_3 – межцентровое расстояние обоймы с телами качения и кулачка, венца соответственно; α_1 , α_3 – углы наклона нормалей профилей кулачка и венца к вертикальной оси передачи соответственно.

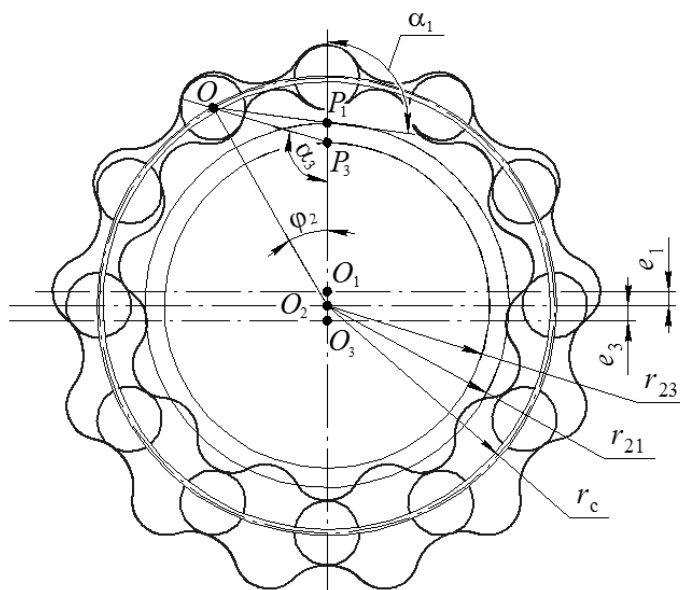


Рис. 2. Схема двухполосного зацепления передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой

Рассмотрим случай, когда выходным звеном является кулачок. Во время работы передачи с ПТК и свободной обоймой выходное звено вращается вокруг центра O_3 , таким образом, он является центром передачи. Соединим центр O_3 с точкой K контакта тела качения с профилем кулачка и восстановим перпендикуляр к отрезку O_3K в точке контакта (рис. 3). По определению угол ϑ , находящийся между нормалью n_1-n_1 и перпендикуляром к отрезку O_3K , является углом давления в двухполусной передаче с ПТК и свободной обоймой. Тогда, угол μ между отрезком O_3K и нормалью n_1-n_1 – это угол передачи движения.

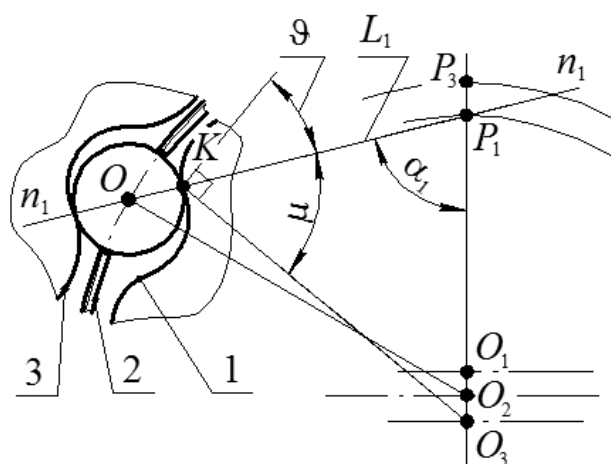


Рис. 3. К определению угла давления и угла передачи при выходном кулачке:

1 - профиль кулачка; 2 - обойма с телами качения; 3 - профиль венца

Для определения углов давления и передачи движения нам понадобятся: угол α наклона профильной нормали к вертикальной оси двухполусной передачи с ПТК и свободной обоймой, расстояние от полюса P зацепления до центра O тела качения и расстояние от центра O_3 передачи до полюса зацепления. Определение этих параметров подробно описано в статье [8]. В случае двухполусного зацепления передачи с ПТК и свободной обоймой выражения этих параметров запишутся в следующем виде:

угол наклона профильной нормали

$$\sin \alpha_{1(3)} = \frac{\chi_{1(3)} \cdot r_{21(3)} \sin \varphi_2}{L_{OP_{1(3)}}}, \quad (1)$$

или

$$\cos \alpha_{1(3)} = \frac{(1 - \chi_{1(3)} \cdot \cos \varphi_2) \cdot r_{21(3)}}{L_{OP_{1(3)}}}; \quad (2)$$

расстояние от полюса до центра тела качения

L_1 – расстояние от полюса P_1 зацепления тел качения с кулачком до точки контакта K тела качения с циклоидальным профилем, определяется, как разность длины отрезка OP_1 (3) и радиуса ролика r_p :

$$L_1 = L_{OP_1} - r_p. \quad (7)$$

Тогда из выражения (5), определим синус угла μ передачи движения в двухполюсной передаче с ПТК и свободной обоймой по следующей формуле:

$$\sin \mu = \frac{\sin \alpha_1 \cdot (r_{21} + e_3)}{L_{O_3K}}. \quad (8)$$

Угол давления ϑ в двухполюсной передаче с ПТК и свободной обоймой определим, как разность прямого угла и угла передачи движения.

$$\vartheta = 90^\circ - \mu \quad (9)$$

2.2. Определение углов давления и передачи движения при выходном звене – венец

В случае, когда выходным звеном является венец в выражении (5) $L_{O_3P_1}$ необходимо заменить на $L_{O_3P_3}$ (рис. 4) и учитывать исходные параметры r_{23} и χ_3 для зацепления тел качения и венца. Определим расстояние от центра передачи O_3 до точки K контакта тела качения с циклоидальным профилем венца аналогично предыдущему случаю из ΔKP_3O_3 (рис. 4) по теореме косинусов:

$$L_{O_3K} = \sqrt{(r_{23} + e_3)^2 + L_3^2 - 2(r_{23} + e_3) \cdot L_3 \cos \alpha_3}, \quad (10)$$

где L_3 – расстояние от полюса P_3 зацепления тел качения с венцом до точки контакта K тела качения с циклоидальным профилем, определяется, как сумма длины отрезка OP_3 (3) и радиуса ролика r_p :

$$L_1 = L_{OP_1} + r_p. \quad (11)$$

Проведя преобразование выражения (8) с учетом изменения полюса зацепления, получим выражение синуса угла μ через исходные параметры двухполюсной передачи с ПТК и свободной обоймой в следующем виде:

$$\sin \mu = \frac{\sin \alpha_3 \cdot r_{23} \left(1 + \frac{1}{Z_2}\right)}{L_{O_3K}}. \quad (12)$$

Угол давления ϑ для рассматриваемого случая определяется так же, как и в предыдущем, из выражения (9).

3. Анализ распределения углов вдоль циклоидального профиля

Примем следующие исходные параметры двухполусной передачи с ПТК и свободной обоймой: $r_{21}= 23,8$ мм; $r_{23}= 20,4$ мм; $Z_2= 34$; $\chi_1= 1,3$; $\chi_3= 1,517$; $r_p= 2$ мм. Используя выражения (6)-(12), определим углы ϑ и μ при различных значениях угла φ_2 поворота обоймы с телами качения (от 0 до 180 градусов), которые соответствуют своему значению точек профиля кулачка и венца, начиная от впадины и заканчиваясь на выступе профилей. Полученное изменение углов ϑ и μ для профилей кулачка и венца на рис. 5.

Из графиков (рис. 5 и 6) можно заметить, что на определенном участке профиля кулачка угол μ передачи движения превосходит угол ϑ давления. А для профиля венца, при выбранных исходных параметрах, этого не происходит.

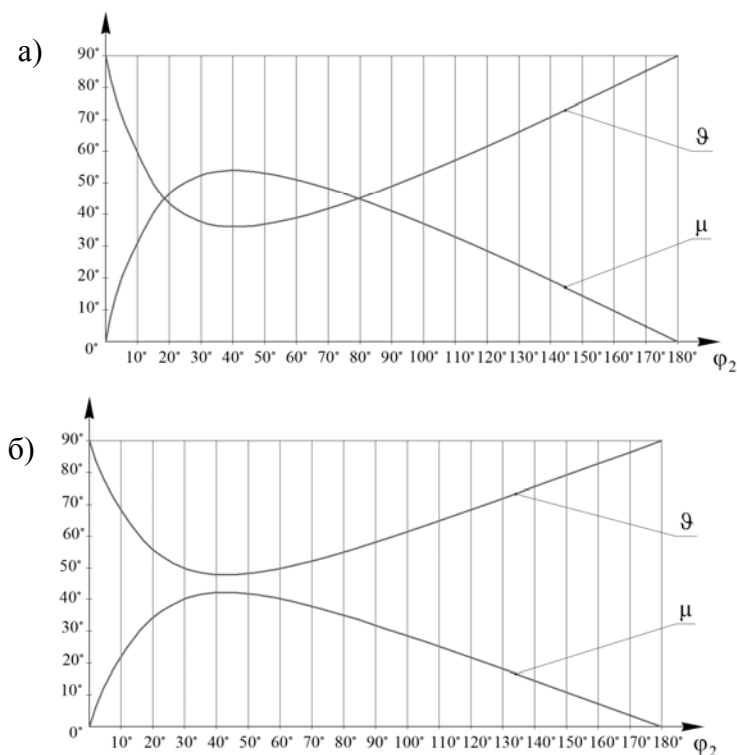


Рис. 5. Графики изменения углов давления и передачи движения:

а) вдоль циклоидального профиля кулачка; б) вдоль циклоидального профиля венца

Уменьшая радиус производящей окружности r_{21} и изменяя остальные исходные параметры (кроме радиуса тела качения), как это описано в [9], можно добиться на профиле венца картины взаимного изменения углов ϑ и μ аналогично профилю кулачка (рис. 5а). При этом межосевые расстояния зацеплений по значению будут сближаться. Таким образом, когда $e_3= e_1$, а это характерно для однополусной передачи с ПТК и свободной обоймой, на профиле венца также появляется участок, где угол передачи движения превышает угол

давления. Надо отметить, что при изменении исходных параметров экстремумы углов не изменяются и соответствуют положению тела качения на угле $\varphi_2 \approx 40^\circ$.

Заключение

Итак, получены выражения для определения углов давления и передачи движения в двухполосной передаче с ПТК и свободной обоймой, показано различное изменения углов давления и передачи вдоль циклоидального профиля кулачка и венца, определено положение экстремумов углов ϑ и μ , приходящееся на первую треть тел качения, участвующих в передаче движения и усилий, что соответствует угловому их положению $\varphi_2 \approx 40^\circ$.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (ГК №14.В37.21.1143 от 14.09.2012).

Библиографические ссылки

1. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства. Практикум лидера-проектировщика. Томск: ТГУ, 1998. - 296 с.
2. Ершов Ю.В. Анализ и синтез планетарных передач К-Н-V с промежуточными телами качения: Дис. ... канд. техн. наук. – Новочеркасск, 2007. – 242 с.
3. Степанов В.С. Методика проектирования привода на основе волновой передачи с телами качения. Автореф. ... канд. техн. наук. Москва, 2009 г. – 20 с.
4. Прудников А.П. Обоснование конструкции и параметров цилиндрической кулачковой роликовой передачи для работы в условиях ограниченных диаметральных размеров. Автореф. ... канд. техн. наук. Могилев, 2013 г. – 24 с.
5. Пашкевич А.М. Методика проектирования планетарных радиально-плунжерных редукторов первого, второго и третьего классов на основе компьютерного моделирования работы зацеплений. Автореф. ... канд. техн. наук. Могилев, 2013 г. – 30 с.
6. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
7. Теория механизмов и машин: Учебник для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; под редакцией К.В. Фролова. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
8. Ефременков Е.А., Ан И-Кан. Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари // Вестник машиностроения, 2010, - № 10. - С. 47-50.
9. Ефременков Е.А., Сорокова С.К., Кобза Е.Е. Особенности проектирования двухполосной передачи с промежуточными телами качения // Известия ТПУ, 2013.

FORCE ANALYSIS OF DOUBLE PITCH POINT CYCLOID DRIVE WITH INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS AND FREE IRON RING

E. A. Efremenkov, PhD, Ass. Prof., Tomsk Polytechnic University, ephrea@mail.ru;

E. E. Kobza, Tomsk Polytechnic University, mecheng@sibmail.com

Abstract: Analysis of force distribution in the meshing of double and single pitch point cycloid drive is presented in the paper. Some recommendations in designing related to performance improvement are given.

Keywords: cycloid drive, force analysis, intermediate rolling elements, speed reducer, wedge angle

АНАЛИЗ УСИЛИЙ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ДВУХПОЛЮСНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ И СВОБОДНОЙ ОБОЙМОЙ

E. A. Ефременков, кандидат технических наук, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, ephrea@mail.ru;

E. E. Кобза, Национальный исследовательский Томский политехнический университет, mecheng@sibmail.com

Аннотация: Проведен анализ распределения усилий в зацеплении двухполюсной передачи с промежуточными телами качения и свободной обоймой в сравнении с однополюсной передачей. Даны рекомендации по проектированию двухполюсной передачи с точки зрения улучшения передачи усилий.

Ключевые слова: циклоидальный привод, анализ усилий, промежуточные тела качения, редуктор, угол клина.

Введение

Несмотря на широкое использование передач с промежуточными телами качения (ПТК) [1], исследования их далеки от завершения. Один из вопросов, изученных недостаточно полно, это определение усилий в зацеплении и в частности в зацеплении двухполюсной передачи с ПТК и свободной обоймой (рис. 1). По сравнению с однополюсной передачей эта модификация позволяет расширить кинематические и нагрузочные возможности передачи. Таким образом, изучений распределения усилий в зацеплении двухполюсной передачи с ПТК и свободной обоймой (ПТКиСО) является актуальным.

На рисунке 1 показано: P – полюс зацепления; O_1, O_2, O_3 – центры кулачка, окружности центров тел качения и венца соответственно; O' – центр рассматриваемого тела качения; r_{21} ,

r_{23} – радиусы центроид кулачка и венца соответственно; r_c – радиус окружности центров тел качения; φ_2 – угол поворота обоймы с телами качения; e_1, e_3 – межцентровое расстояние обоймы с телами качения и кулачка, венца соответственно.

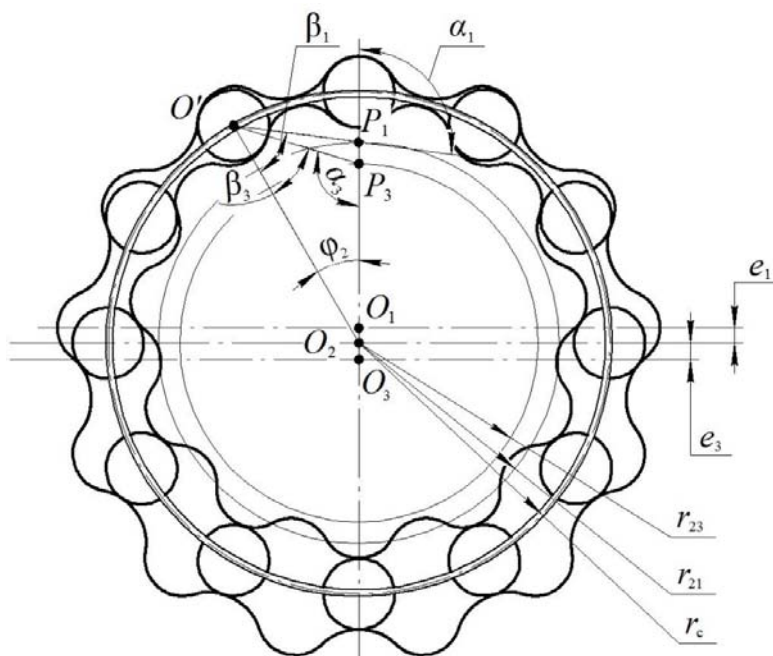


Рис. 1. Геометрические параметры передачи с ПТКиСО

На рисунке 1 показано: P – полюс зацепления; O_1, O_2, O_3 – центры кулачка, окружности центров тел качения и венца соответственно; O' – центр рассматриваемого тела качения; r_{21}, r_{23} – радиусы центроид кулачка и венца соответственно; r_c – радиус окружности центров тел качения; φ_2 – угол поворота обоймы с телами качения; e_1, e_3 – межцентровое расстояние обоймы с телами качения и кулачка, венца соответственно.

1. Определение угла клина в передаче с ПТКиСО

Геометрические размеры взаимного расположения звеньев двухполосной передачи с ПТКиСО были получены в работе [2]. Однако определение усилий рассматривалось в основном для однополосной передачи. Особенностью двухполосной передачи с ПТКиСО является появление планируемого (регулируемого) клина между касательными к профилям колес, проведенными в точках контакта этих колес с телом качения (рис. 3). Угол между касательными обозначим γ , этот угол можно назвать – углом клина. Благодаря клину появляется сила F_c , действующая на обойму-сепаратор. Эта сила может способствовать более плавной и легкой работе передачи. Векторы усилий, действующих на колеса, проходят по нормальям к троихидальным кривым колес в местах контакта с телом качения.

На рисунке 3 показано: F_v – усилие, действующее на венец; F_k – усилие, действующее на кулачок; F_c – усилие, действующее на тело качения; h_i – кратчайшее расстояние от центра венца (кулачка) до линии действия i -ого усилия в зацеплении; L_i – расстояние от полюса зацепления до центра i -ого тела качения

Рассмотрим силы, действующие в зацеплении двухполюсной передачи (рис. 3). Определим усилия в двухполюсной передаче по аналогии с однополюсной передачей [3]. Зная крутящий момент на каждом из колес, определим усилия F_v^i и F_k^i в любой точке профиля колес:

$$F_k^i = \frac{T_k \cdot h_{ki}}{\sum h_{ki}^2}, \quad (1)$$

$$F_v^i = \frac{T_v \cdot h_{vi}}{\sum h_{vi}^2}, \quad (2)$$

где T_k – крутящий момент на кулачке;

T_v – крутящий момент на венце.

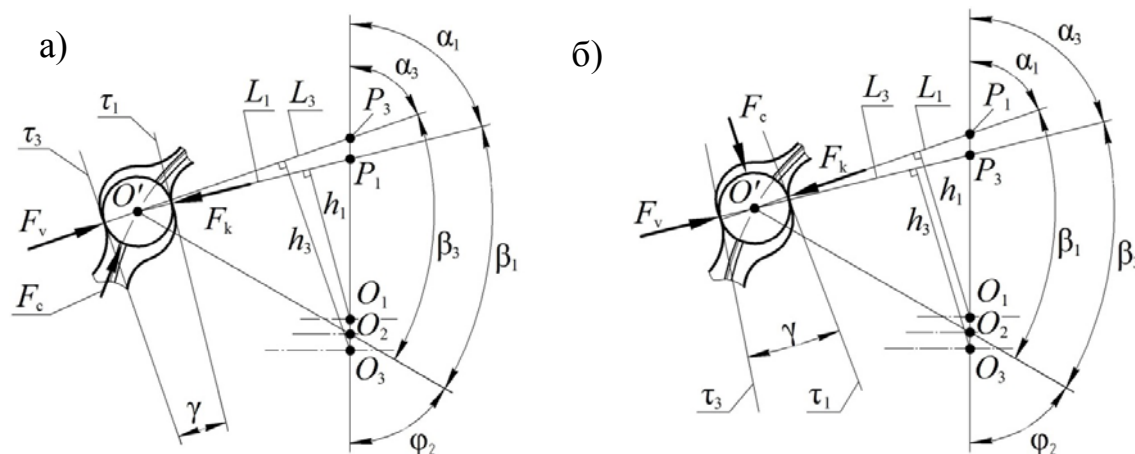


Рис. 3. Силы, действующие в зацеплении двухполюсной передачи с ПТКиСО:

- а) радиус центроиды кулачка меньше радиуса центроиды венца;
- б) радиус центроиды кулачка больше радиуса центроиды венца

Из треугольника сил по теореме косинусов определим силу F_c , действующую на тело качения:

$$F_c^i = \sqrt{F_v^{i2} + F_k^{i2} - 2F_v^i F_k^i \cos \gamma}, \quad (3)$$

где γ - угол клина, это угол между касательными или нормальными к профилям колес.

Угол клина определим, как разность углов между вертикальной осью и нормальными к профилям венца α_3 и кулачка α_1 (рис. 1). Углы α_3 и α_1 определим из треугольников $\Delta O'P_3O_2$ и

$\Delta O'P_1O_2$ по аналогии с однополюсной передачей [4], учитывая разность исходных параметров для зацеплений кулачка и венца с телами качения:

$$\alpha_1 = \arcsin\left(\frac{\chi_1 r_{21} \sin \varphi}{L_1}\right), \quad (4)$$

$$\alpha_3 = \arcsin\left(\frac{\chi_3 r_{23} \sin \varphi}{L_3}\right). \quad (5)$$

Здесь L_3 и L_1 расстояния от полюса венца и полюса кулачка до центра тела качения соответственно:

$$L_3 = \sqrt{r_{23}^2 + r_c^2 - 2r_{23}r_c \cos \varphi}, \quad L_1 = \sqrt{r_{21}^2 + r_c^2 - 2r_{21}r_c \cos \varphi}.$$

Тогда, с учетом выражений (4) и (5), угол клина, представленный через исходные параметры зацеплений, определим по следующей зависимости:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{\chi_3 r_{23} \sin \varphi}{\sqrt{r_{23}^2 + r_c^2 - 2r_{23}r_c \cos \varphi}}\right) - \arcsin\left(\frac{\chi_1 r_{21} \sin \varphi}{\sqrt{r_{21}^2 + r_c^2 - 2r_{21}r_c \cos \varphi}}\right). \quad (6)$$

Из рисунка 3 можно заметить, что относительное положение полюсов влияет на направление силы F_c . Так же из формулы (3) видно, что усилие на тело качения прямо пропорционально углу клина, т.е. чем больше угол клина γ , тем больше сила F_c , действующая на тело качения и наоборот.

2. Анализ изменения угла клин и распределения усилий в зацеплении

Вычислим значения усилий в зацеплении при следующих исходных параметрах: $r_{21}= 40$ мм, $r_{23}= 35$ мм, $Z = 13$, $r_p= 6,5$ мм, $\chi_1 = 1,4$, $\chi_3= 1,6$. Тогда для 3-го тела качения по формулам (1-3) определим усилия в зацеплении: $F_v= 1911$ Н, $F_k= 1661$ Н, $F_c= 314$ Н.

Для однополюсной передачи с аналогичными исходными параметрами $r_2= 39$ мм, $Z = 13$, $r_p= 8$ мм, $\chi = 1,35$ значения усилий для 3-го тела качения будут следующие: $F_v= 1739$ Н, $F_k= 1739$ Н, $F_c= 0$ Н.

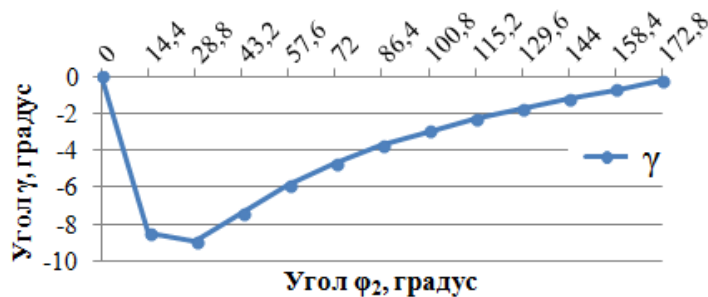


Рис.4. Зависимость угла клина γ от угла поворота обоймы φ_2

Проведем анализ влияния угла клина на усилия в зацеплении передачи при следующих исходных параметрах: $r_{21}= 40$ мм, $r_{23}= 35$ мм, $Z = 25$, $r_p= 4$ мм, $\chi_1= 1,4$, $\chi_3= 1,6$, $T = 200$ Н·м. Определим угол клина γ из зависимости (6) и рассмотрим его изменения от угла поворота обоймы (рис.4). Отрицательные значения угла γ говорят о направлении силы F_c . При изменении положения полюсов, знак угла γ и направление силы F_c изменятся на противоположные (рис.3).

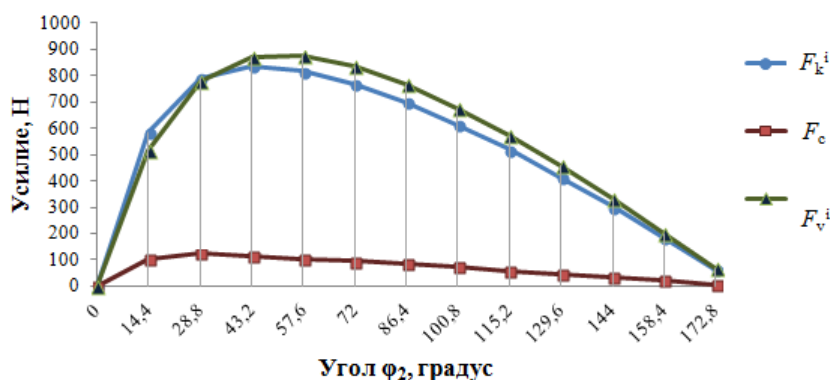


Рис.5. Распределение усилий между телами качения от 0 до 180°

Целесообразность выбора того или иного направления клина определяется направлением вращения обоймы с телами качения. На рис.5 представлено распределение усилий в зацеплении. Анализируя совместно рис.4 и рис.5 можно заметить, что возрастанию угла γ (в абсолютных значениях) соответствует возрастание усилий F_k , F_v . При уменьшении количества тел качения Z основная часть нагрузки приходится на первую треть тел качения, участвующих в передаче усилий. Также из рис.5 можно заметить, что усилия, действующие на сепаратор, F_c распределяются более равномерно, чем усилия F_k и F_v на профильных колесах.

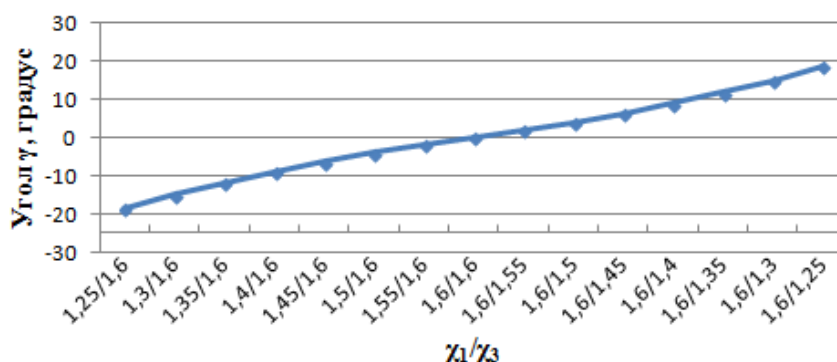


Рис.6. Влияние соотношения χ_1 и χ_3 на величину угла γ на третьем теле качения

Рассмотрим влияние расстояния между полюсами на угол γ и силу F_c на примере третьего тела качения. Пусть отношение χ_1/χ_3 изменяется в пределах от 0,78 (при $\chi_1=1,25$, $\chi_3=1,6$) до

1,28 (при $\chi_1=1,6$, $\chi_3=1,25$). Как видно из рис.6, угол γ находится в прямой линейной зависимости от расстояния между полюсами (отношения χ_1 к χ_3). Зависимость усилия F_c на обойме-сепараторе от угла клина носит параболический характер (рис.7).



Рис.7. Зависимость силы F_c на третьем теле качения от угла γ

Заключение

1. Получены выражения для определения усилий в зацеплении двухполюсной передачи с ПТКиСО и выполнен сравнительный анализ усилий с однополюсной передачей с ПТКиСО.

2. Получено выражение для определения угла клина в двухполюсной передаче с ПТКиСо через исходные параметры передачи.

3. Определена параболическая зависимость усилия на обойме от угла клина и линейная зависимость последнего от расстояния между полюсами зацепления двухполюсной передачи с ПТКиСО.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации (ГК №14.В37.21.1143 от 14.09.2012).

Библиографические ссылки

1. Панкратов Э.Н. Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства. Практикум лидера-проектировщика. Томск: ТГУ, 1998. - 296 с.

2. Ефременков Е.А. «Разработка методов и средств повышения эффективности передач с промежуточными телами качения: Дис. канд. техн. наук. – Томск, 2002. – 126 с.

3. Ефременков Е.А. Определение усилий в передаче с промежуточными телами качения и свободной обоймой// Сборник трудов VI межотраслевой научно-технической конференции «Автоматизация и прогрессивные технологии в атомной отрасли». НГТИ, Том I, Новоуральск 2009. - С. 123-126.

4. Ефременков Е.А., Ан И-Кан Определение радиусов кривизны циклоидальных профилей с использованием метода Эйлера-Савари// Вестник машиностроения, 2010, - № 10. - С. 47-50.

DESIGNING AND CALCULATION OF CIRCULATING LUBRICATION SYSTEMS OF GEARBOXES FOR SUBMERSIBLES

A. L. Filipenkov, DSc in Engineering, Professor, BALTIC STATE TECHNICAL UNIVERSITY «VOENMEH» named after D.F. Ustinov (and Open joint-stock company «Concern «Sea underwater weapon - Gidropribor»), kdm454@mail.ru;

R. Yu. Kondratov, Post-graduate, BALTIC STATE TECHNICAL UNIVERSITY «VOENMEH» named after D.F. Ustinov (and Open joint-stock company «Concern «Sea underwater weapon - Gidropribor»), roman-bmx@mail.ru

Abstract: The survey of oils applied for circulating lubrication systems of modern high-power and high-speed gearboxes is presented. The basic stages of a designing technique and calculation of a circulating lubrication oil systems are observed. The design procedure of power of losses in the planetary gear, considering results of an experimental research is presented at rotational speeds up to 40 m/s. The analysis of ways of supply of oil for greasing of gear train is done. Recommendations for selection of a direction of an axial stream of the oil submitted for rolling element bearings lubricating are presented. For designing of circulating lubrication systems of submersibles at the restricted duration of start-up alternatives of the solution of the equation of thermal balance for non-stationary conditions - changing temperatures of oil, details of the gearbox and productivity of pumps are observed.

Keywords: Designing of circulating lubrication systems, oil grades, calculation of the charge and designing of supply of oil in knots of gearboxes, design procedure of power of losses in the planetary gear, the solution of the non-stationary equations of thermal balance

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ СИСТЕМ СМАЗКИ РЕДУКТОРОВ ПОДВОДНЫХ АППАРАТОВ

А. Л. Филипенков, доктор технических наук, профессор, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова), ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», kdm454@mail.ru

Р. Ю. Кондратов, аспирант, Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова (БГТУ «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова), ОАО «Концерн «Морское подводное оружие – Гидроприбор», roman-bmx@mail.ru

Аннотация: Представлен обзор сортов масел, применяемых для циркуляционных систем смазки современных высоконагруженных и быстроходных редукторов. Рассмотрены основные этапы методики проектирования и расчета циркуляционной маслосистемы.

Описана методика расчета мощности потерь в планетарной передаче, учитывающая результаты экспериментального исследования при окружных скоростях до 40 м/с. Выполнен анализ способов подачи масла для смазывания зубчатых колес. Представлены рекомендации к выбору направления струи масла, подаваемого для смазывания подшипников качения. Для проектирования циркуляционных систем смазки подводных аппаратов при ограниченной продолжительности рабочего цикла рассмотрены варианты решения уравнения теплового баланса для нестационарных условий – изменяющихся температур масла, деталей редуктора и производительности насосов.

Ключевые слова: Проектирование циркуляционных систем смазки, сорта масел, расчет расхода и проектирование подачи масла в узлы редукторов, методика расчета мощности потерь в планетарной передаче, решение нестационарных уравнений теплового баланса

Введение

В конструкциях подводных аппаратов в качестве двигателя обычно используют высокооборотную турбину и для согласования частоты вращения двигателя и движителя применяют редуктор для водометного движителя или дифференциальный редуктор при использовании в качестве движителя соосных гребных винтов. Распространенным вариантом является также использование электрических биродвигателей, которые вращают винты противоположного вращения без применения согласующего редуктора.

Перспективным направлением совершенствования электрических силовых установок является повышение частоты вращения ротора двигателя. При повышении частоты вращения ротора двигателя достигается повышение удельной мощности (кВт/кг), но для согласования частоты вращения двигателя и движителя является необходимым применение редуктора.

Редукторы подводных аппаратов являются напряженными, как по уровням достигнутых контактных и изгибных напряжений, так и по уровню количества выделяющегося тепла на единицу массы или объема. Отвод теплоты, выделяющейся при трении, наиболее эффективно обеспечивается циркуляционными системами смазывания.

1. Обзор сортов масел

Подбор смазочных материалов, выбор схемы и элементов конструктивного оформления циркуляционных систем смазывания редукторов подводных аппаратов осуществляется по нормам, которые сходны с нормами проектирования систем авиационных редукторов.

Находят применение смеси минеральных масел, в том числе с присадками, повышающими коррозионные свойства масла (АКОР-1). Допустимая температура минеральных масел в маслосборном баке составляет 95 °С, но в течение непродолжительного

времени может быть на уровне 115 °С и выше. Для повышения эксплуатационных температур используют сорта масел на синтетической основе. Распространенное для смазывания авиационных редукторов и танковых трансмиссий масло Б-3В допускает возможность повышение рабочей температуры до 150 °С. Однако это масло характеризуется низкой термоокислительной стабильностью и по сравнению с трансмиссионными маслами в интервале рабочих температур 100...145 °С уступает им по критериям износостойкости [1, с.84]. Масло ЛЗ-240 (по ТУ 38 401579), применяемое для ГТД и редукторов вертолетов, в сравнении с маслом Б-3В имеет более высокую термоокислительную стабильность и получила широкое применение в современных высоконагруженных редукторах.

2. Проектирование циркуляционных систем смазки

Наилучший режим смазывания обеспечивается циркуляционными системами, которые имеют в своем составе маслосборный бак, насосы, теплообменник, фильтры и систему маслопровода, обеспечивающего подачу смазочного материала к теплонапряженным узлам. Методика проектирования и расчета маслосистемы включает в себя три этапа. На первом этапе выполняется оценка потерь мощности в зацеплениях, опорах и других узлах редуктора. На втором этапе осуществляется проектирование маслосистемы: определяется требуемый расход масла и производительность нагнетающего насоса, выбираются параметры и количество расходных отверстий форсунок и жиклеров, назначаются размеры сечений маслоподводящих каналов. На третьем этапе выполняется конструирование маслоподводящих каналов от насоса к форсункам и жиклерам, рассчитываются давления и расходы масла во всех точках сети каналов.

3. Методика экспериментального исследования и расчета мощности потерь в планетарной передаче

При работе под нагрузкой потери мощности P_n (Вт) в редукторе складываются из потерь: в зацеплениях, на выдавливание масловоздушной смеси из пространства между зубьями, на трение и перемешивание масла в подшипниках, на трение вращающихся деталей о масловоздушную среду. Методика расчета перечисленных видов потерь мощности рассматривается в справочной литературе [2, 3, 4, 5, 6 и др.].

Для разработки уточненной методики расчета потерь мощности и коэффициента полезного действия (КПД) приводов винтов было выполнено исследование мощности потерь в планетарных ступенях дифференциального редуктора. Экспериментальная установка была спроектирована по принципу замкнутого контура. Контур был составлен из сблокированных водил и сблокированных центральных колес с внешними зубьями передач типа А. Сблокированные водила приводились во вращение от двигателя. Момент в замкнутый

контур вводился путем поворота одного из центральных колеса с внутренними зубьями при неподвижном парном колесе.

Результаты экспериментального исследования мощности потерь согласуются с расчетом по формуле $P_{п.} = P_{х.х} + 2\psi^h P_k p / (p + 1)$, где $P_{х.х}$ – мощность потерь холостого хода в замкнутом контуре; P_k – мощность, циркулирующая в замкнутом контуре; ψ^h – коэффициент потерь передачи, полученной из планетарной при остановке водила; p – кинематический параметр передачи типа A [2, с. 71].

Температура масла и, следовательно, его вязкость оказывает большое влияние на потери в передаче на холостом ходу. Потери в замкнутом контуре на холостом ходу удовлетворительно описываются параболической зависимостью от скорости с показателем степени, который увеличивается от значения 1,6 до 2,0 при повышении температуры t_{ex} масла на входе в редуктор от 30 до 70 °С.

Из выполненного анализа потерь в передаче на холостом ходу, следует, что в исследованном интервале скоростей эти потери в основном зависят от гидродинамических потерь на вытеснение смазки в опорах качения. Согласие результатов расчета потерь в опорах качения по методике Пальмгрена [4] и эксперимента достигается при учете зависимости вязкости масла, прокачиваемого через подшипники, от рабочей температуры узла.

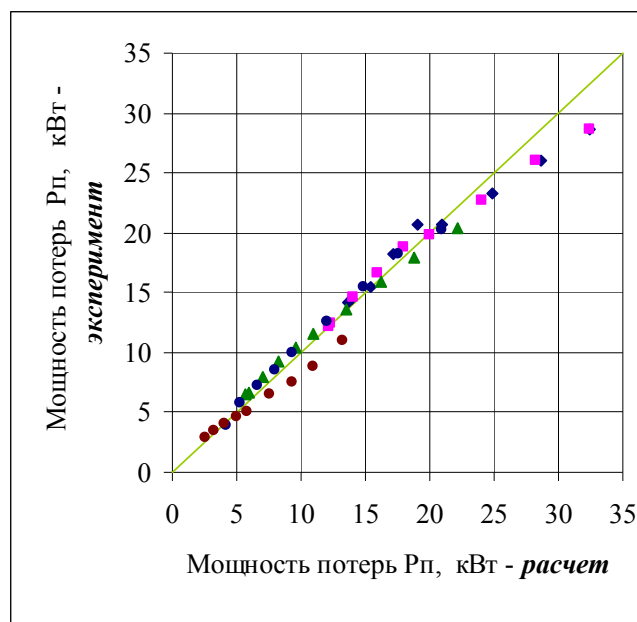


Рис. 1. Сравнение результатов расчета и измеренной потерь мощности в замкнутом контуре

4. Расчет расхода и проектирование подачи масла в узлы редукторов

На рис. 1 представлено сравнение результатов экспериментального исследования потерь мощности в замкнутом контуре и результатов расчета. Отклонение результатов расчета от эксперимента связано с погрешностью расчета коэффициента трения в зацеплениях, при определении которого не учитывается влияние вязкости масла и скоростей скольжения профилей зубьев.

При достаточно большой продолжительности рабочего цикла общий расход масла определяется из условия отвода маслом всего выделившегося тепла. Для установившегося теплового режима этот расход (л/с) для отдельных узлов и системы в целом составляет

$$G_{\Sigma} = P_{\Sigma} / [c_p \gamma (\theta_{\text{вх}} - \theta_{\text{вых}}) k],$$

где P_{Σ} – общие потери, включая мощность, затрачиваемую на привод маслососа; c_p – удельная теплоемкость масла Дж/(кг·°С); γ – плотность масла (кг/л); $\theta_{\text{вх}}$, $\theta_{\text{вых}}$ – температура масла, соответственно, на сливе и подаваемого на вход во внутренний контур; k – коэффициент использования масла.

Коэффициент использования масла представляет собой отношение количества масла, которое эффективно используется на охлаждение узла, к общему количеству подаваемого в узел. При неконтролируемом направлении струи или удалении смазываемого узла от форсунки принимают $k = 0,5 \dots 0,8$. При расчете общего расхода G_{Σ} принимают $k = 1$. Разность $\Delta\theta = \theta_{\text{вх}} - \theta_{\text{вых}}$ для высонагруженных редукторов составляет 15...20 °С.

Для образования масляной пленки между контактирующими поверхностями зубьев достаточно того количества масла, которое налипает на поверхность при вращении колес в масловоздушной смеси. Для улучшения теплотвода с активных поверхностей зубьев при циркуляционном смазывании осуществляют дополнительную подачу масла на зубчатые колеса через специальные каналы или трубки с калиброванными отверстиями, как со стороны входа зубьев в зацепление, так и со стороны выхода зубьев из зацепления. При подаче масла на выход из зацепления оно может охлаждать только активные профили зубьев колеса меньшего размера. При этом основная часть подводимого масла за счет удара отражается вращающимися колесами и мало участвует в отводе теплоты. Недостатком способа подачи масла на выход зубьев из зацепления являются возможное эрозионное повреждение активных поверхностей зубьев и дополнительные потери энергии, связанные с торможением колес встречной струей.

При подаче масла на вход по касательной к начальным окружностям зубчатой пары его объем распределяется в зазоре между неактивными профилями зубьев и частично вытесняется в зазоры между окружностями вершин и впадин зубьев, а затем при выходе зубьев из зацепления центробежными силами выводится на охлаждаемые активные поверхности зубьев. Из расчетов следует, что объем свободного пространства между зубьями, вступающими в зацепление, значительно больше объема масла, поступающего из форсунок и захватываемого зубьями, поэтому заклинивание масла в межзубовых впадинах не наступает.

При умеренном уровне нагрузок и скоростей смазка подшипников обеспечивается брызгами и масляным туманом. Высоконагруженные и быстроходные подшипники смазываются и охлаждаются маслом, подаваемым под давлением через форсунки с калиброванными отверстиями (осевой метод подачи) или через отверстия в одном из колец подшипника (радиальный метод подачи).

При проектировании сети маслоподводящих каналов руководствуются требованием, в соответствии с которым площадь сечения канала должна быть не менее чем в десять раз больше суммарной площади расходных отверстий. Подача требуемого количества масла осуществляется через калиброванные отверстия в форсунках и жиклерах. Диаметр калиброванных отверстий рекомендуют принимать не менее 0,6 мм. Расход через одно отверстие d_i ориентировочно составляет

$$G_i = kd_i^2 p^{1/2}, \text{ л/с}$$

где k – эмпирический коэффициент; p – давление в маслоподводящем канале (МПа).

Эмпирический коэффициент зависит от сорта масла, его вязкости и относительной длины калиброванных отверстий. При температуре масла 50...65 °С и длине отверстий (1...3) d_i установлена величина эмпирического коэффициента $k = 0,023...0,027$.

5. Решение нестационарных уравнений теплового баланса

Проектирование маслосистем подводных аппаратов целесообразно выполнять с учетом продолжительности рабочего цикла. В начальный период работы редуктора характер нагрева его узлов является неустановившимся: тепловыделение, обусловленное потерями мощности, больше количества теплоты, поглощаемого теплообменником, и поэтому баланс обеспечивается за счет увеличения температуры масла и деталей редуктора. За время dt температура масла и деталей редуктора увеличивается на $d\theta$ в соответствии с уравнением теплового баланса

$$P_{\Sigma} dt = C (\theta - \theta_c) dt + M d\theta. \quad (1)$$

Параметр C (Вт/°С) представляет собой произведение $C = kAG_{\Sigma}$, в котором A - площадь охлаждающей поверхности теплообменника, k – коэффициент теплопередачи, а θ_c представляет собой температуру (°С) воды, используемой для охлаждения. С помощью параметра M (Дж/°С) учитывается поглощение теплоты за счет теплоемкости массы масла m_p , массы корпуса и масс деталей m_i .

$$M = m_p c_p + \sum m_i c_i,$$

где c_p , c_i – теплоемкость масла и деталей, Дж/(кг·°С); m_p , m_i – масса масла и деталей.

В уравнении (11) температура θ представляет собой среднеинтегральную температуру деталей и масла в маслосборном баке. Уравнение теплового баланса имеет разделяющиеся переменные, поэтому его решение можно установить интегрированием

$$\int_0^t dt = M \int_{\theta_0}^{\theta} d\theta / [P_{\Sigma} - C(\theta - \theta_c)].$$

Для получения точного решения следует использовать процедуры численного интегрирования. В первом приближении в решении учтем параметр C как постоянную величину. После интегрирования и несложных преобразований определим решение уравнения теплового баланса при условии постоянства мощности потерь ($P_{\Sigma} = \text{const}$) в виде $\theta = \theta_0 \exp(-Ct/M) + (P_{\Sigma}/C + \theta_c)[1 - \exp(-Ct/M)]$,

где θ_0 – температура масла и деталей редуктора в начальный момент рабочего цикла.

При испытаниях редукторов на стендах в уравнении теплового баланса необходимо учитывать также отвод тепла в воздушную среду с температурой θ_b

$$P_{\Sigma} dt = C(\theta - \theta_c)dt + M d\theta + \Omega(\theta - \theta_b) dt, \quad (2)$$

Мощность теплового потока, отводимого от корпуса редуктора в окружающий воздух при разности температуры корпуса и воздуха в 1°C , рассчитывают по формуле

$$\Omega = k_n A_n + k_o A_o,$$

где k_n , k_o – эмпирические коэффициенты теплопередачи, соответственно, для необдуваемой площади корпуса A_n и площади корпуса A_o , обдуваемой вентилятором [2].

Для испытаний редукторов на лабораторных стендах решение уравнения теплового баланса (2) при допущениях, указанных выше, имеет вид

$$\theta = \theta_0 \exp[-(C + \Omega)t/M] + \{1 - \exp[-(C + \Omega)t/M]\} (P_{\Sigma} + C\theta_c + \Omega\theta_b) / (C + \Omega). \quad (3)$$

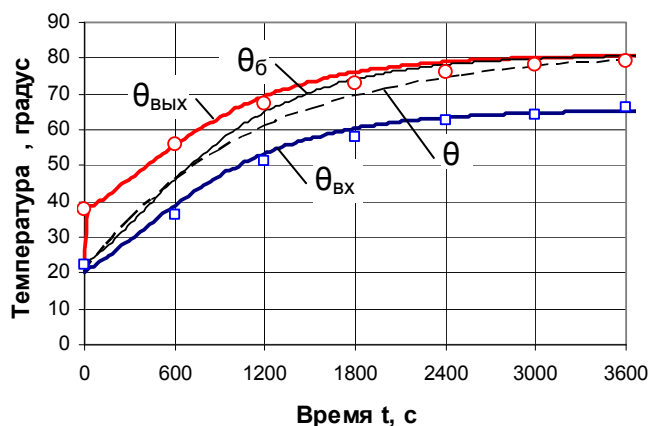


Рис. 2. Изменение температуры масла на входе $\theta_{вх}$ (\square) и выходе $\theta_{вых}$ (\circ) из редуктора при испытаниях на стенде

предполагается равенство температуры масла в баке и температуры деталей редуктора, а

На рис. 2 дан пример изменения температуры масла на входе и выходе из редуктора при испытаниях на стенде. Экспериментальные значения температуры масла $\theta_{вых}$ на выходе из редуктора, представленные точками (\circ), не согласуются с интегральными значениями температуры масла (см. штриховую линию), рассчитанными по формуле (13). Это различие связано с тем, что при выводе формулы (13)

также не учитывается изменение расхода масла и мощности потерь в зависимости от температуры. Совпадение экспериментальных значений температуры масла на входе $\theta_{вх}$ и выходе $\theta_{вых}$ из редуктора с расчетными значениями (см. сплошные линии на рис. 2) достигается при совместном решении системы уравнений теплового баланса с учетом изменения расхода смазочного материала и потерь мощности в зависимости от времени или температуры. Решение осуществлялось методом численного интегрирования системы дифференциальных уравнений, описывающих изменение температуры масла в баке θ_6 , на входе $\theta_{вх}$ и выходе $\theta_{вых}$ из редуктора. Из анализа следует, что расчетные значения по формуле (13) приближенно отражают изменение температуры масла в баке.

Библиографические ссылки

1. Трение и износ в экстремальных условиях: Справочник/Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. – М.: Машиностроение, 1986. - 224 с.
2. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник/В.Н.Кудрявцев, И.С.Кузьмин, А.Л. Филипенков; Под общ. ред. В.Н.Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. - 448 с.
3. Редукторы судовых турбоагрегатов. Пыж О.А., Гаркави Л.М., Державец Ю.А., Гальпер Р.Р. Л., "Судостроение", 1975, - 272 с.
4. Перель Л.Я. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983. - 543 с.
5. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи. В кн.: Детали машин. Под ред. Н.С. Ачеркана. Т. 3. М., "Машиностроение", 1969.
6. Петрусевич А.И. Зубчатые передачи. В сб.: Детали машин. Под ред. М.А.Саверина. М., ГНТИМЛ, 1951. – С.104-248.

PLANETARY GEARBOXES FOR CEMENT MILLS DRIVE

*A. L. Filipenkov, DSc in Engineering, Professor, Baltic State Technical University “VOENMEH”
named after D. F. Ustinov, kdm454@mail.ru;*

*A. K. Pshizov, Post-graduate, Baltic State Technical University “VOENMEH”
named after D. F. Ustinov, zarem-engineering.spb@zarem.ru*

Abstract: We provide an overview of types of gear-boxes for cement mills, here we prove the expediency of designing planetary gear units, as the most promising variant. The main elements of technical inquiry prepared by specialists from Marketing department and SKTB "JSC ZAREM" is given.

The standard method of calculating the equivalent load for a given resource and the method of determining the equivalent number of cycles for a given calculated load is clarified taking into consideration the particular load conditions created by the drum type mill.

The description of variant's structure of planetary gear units for cement mills, during designing this variants the technological capabilities of customer - JSC ZAREM were taken in to consideration. In designed variants of the planetary gear units the particular attention was given to evaluation of influence of accuracy degree and deformation of the parts on spreading of the load over the width of crowns and between the satellites. The peculiarity of the designing of swing and slippage bearing part of planetary gear's satellites type A are considered.

Keywords: designing planetary gear-boxes for cement mills, load conditions created by the mill drum, the influence of accuracy degree and deformation of the parts on spreading of the load over the width of crowns and between the satellites

ПЛАНЕТАРНЫЕ РЕДУКТОРЫ ПРИВОДА ЦЕМЕНТНЫХ МЕЛЬНИЦ

*А. Л. Филипенков, доктор технических наук, профессор, Балтийский государственный
технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.Устинова, kdm454@mail.ru;*

*А. К. Пшизов, аспирант, Балтийский государственный технический университет
«ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф.Устинова, zarem-engineering.spb@zarem.ru*

Аннотация: Представлен обзор типов редукторов для цементных мельниц, обоснована целесообразность проектирования планетарных редукторов, как наиболее перспективного варианта. Приведены основные элементы технического задания, подготовленного специалистами Отдела маркетинга и СКТБ ОАО «ЗАРЕМ. Майкопский редукторный завод».

Уточнен стандартный метод расчета эквивалентной нагрузки при заданном ресурсе и метод определения эквивалентного числа циклов при заданной расчетной нагрузке, учитывающий особенности режима нагрузки, создаваемого мельницей барабанного типа.

Представлено описание вариантов конструкций планетарных редукторов для цементных мельниц, при разработке которых учитывались технологические возможности предприятия-заказчика проекта - ОАО «ЗАРЕМ». В разработанных вариантах планетарных редукторов особое внимание уделено оценке влияния точности изготовления и деформации деталей на распределение нагрузки по ширине венцов и между сателлитами. Рассмотрены особенности проектирования опор качения и скольжения сателлитов планетарных передач типа *A*.

Ключевые слова: Проектирование планетарных редукторов цементных мельниц, режим нагрузки, создаваемый мельницей барабанного типа, влияние точности изготовления и деформации деталей на распределение нагрузки по ширине венцов и между сателлитами

Введение

Одним из самых ответственных узлов в технологическом процессе производства цемента является редуктор шаровой мельницы. Эти редукторы эксплуатируются при высоком уровне внешних динамических нагрузок, что в значительной степени обуславливает их невысокую надежность и долговечность. В связи с указанным, производителям цемента приходится нести дополнительные затраты на замену, модернизацию или ремонт редукторов цементных мельниц.

Необходимость замены редукторов обусловлена как экономическими, так и техническими причинами. В первую очередь замена редукторов диктуется предельным износом или техническими неисправностями, не подлежащими устранению в процессе ремонта. Во вторую очередь замена старых редукторов может быть связана с экономической неэффективностью их использования. В ряде случаев смена редукторов обусловлена требованием увеличения производительности линии.

Применяющиеся в настоящее время в приводах цементных мельниц редукторы делятся на три основные группы:

1. Редукторы цилиндрические с термоулучшенными эвольвентными зубчатыми колесами, в основном производства отечественных предприятий, входивших ранее в структуру Минтяжмаша — наиболее «старый» вариант, имеющие большую массу (до 160 тонн), низкие КПД и эксплуатационные характеристики;

2. Редукторы цилиндрические с упрочненными и шлифованными зубчатыми колесами (чаще всего шевронной компоновки) — имеют средние технические и эксплуатационные

характеристики, поставляются на рынок ведущими мировыми производителями редукторов (фирма «Flender» и ряд других);

3. Редукторы планетарные, имеющие наилучшие характеристики — минимальную массу (в 2-3 раза ниже, чем у «старых» редукторов), высокий КПД, малые габаритные размеры, большой срок службы и др. Эти редукторы поставляются зарубежными производителями (в основном фирмой «MAAG»).

Российскими производителями на рынок предлагались к поставке редукторы, которые нельзя отнести к современным и лучшим образцам. Главной причиной этого является накопленное технологическое отставание основных отечественных производителей редукторов. И это при том, что в нашей стране производятся высококачественные планетарные передачи для морской и авиационной техники, а отечественная наука давно занимает ведущие позиции в области исследования и проектирования планетарных передач.

Решение принять участие в работе по проектированию и подготовке производства планетарного редуктора привода цементной мельницы специалистами «Военмеха» было принято по предложению руководства ОАО «ЗАРЕМ», одного из наиболее известных отечественных производителей редукторов общемашиностроительного назначения. В результате масштабного технического перевооружения производства и освоения новых технологий на ОАО «ЗАРЕМ» сложились возможности по организации производства современных высоконагруженных цилиндрических редукторов и планетарных передач.

В результате анализа, проведённого специалистами службы маркетинга предприятия, было принято решение выйти на рынок приводов для цементных мельниц с предложением планетарного редуктора, как наиболее привлекательного для возможных потребителей по соотношению «цена-качество». Техническое задание было подготовлено специалистами ОАО «ЗАРЕМ», и хотя на предприятии имелся собственный опыт по проектированию планетарных редукторов, учитывая высокую ответственность и сложность задачи, руководством было принято решение привлечь к расчёту и проектированию редуктора сотрудников «БГТУ (Военмех) им. Д.Ф. Устинова».

Особенности представленного технического задания (ТЗ) на проектирование планетарных редукторов для цементных мельниц следующие:

Назначение:

Редуктор предназначен для применения в приводе цементной мельницы $\varnothing 4 \times 13.5$ м.

Технические требования

- Мощность двигателя – 3150 кВт.
- Передаточное отношение – 31.

- Номинальный крутящий момент на тихоходном валу – 1 860 000 Н·м.
- Режим работы непрерывный (ПВ 100%), неререверсивный. Редуктор должен допускать кратковременные перегрузки $K_{\text{пуск}} = 2,3$, возникающие во время пуска двигателя.
- Расчетный срок службы зубчатых зацеплений – 120 000 ч.
- Твердость зубчатых колес – 57 ... 63 HRC.
- Степень точности зубчатых зацеплений – 7 В по ГОСТ 1643-81.
- Корпус – комбинированный лито-сварной. Относительное расположение корпуса редуктора и входного и выходного валов - горизонтальное.
- Смазывание - струйной проточной системой смазки для охлаждения зубчатых передач и подшипников от централизованной смазочной станции.
- Масса, не более – 60 000 кг

На основании анализа ТЗ специалистами рабочей группы по проектированию редуктора было определено приоритетное направление — выполнить расчёт и проектирование редуктора на базе применения планетарной передачи типа *A*.

Из разнообразных типов планетарных передач передачи типа *A* наиболее распространены (рис. 1). Этот тип передач обеспечивает высокий коэффициент полезного действия и минимальные массо-габаритные показатели. Реализация достоинств передачи типа *A* сопряжена с необходимостью использования высокотвердых и точных зубчатых колес. Требуется также высокая несущая способность опор сателлитов, которые размещаются во внутренней плоскости его обода.

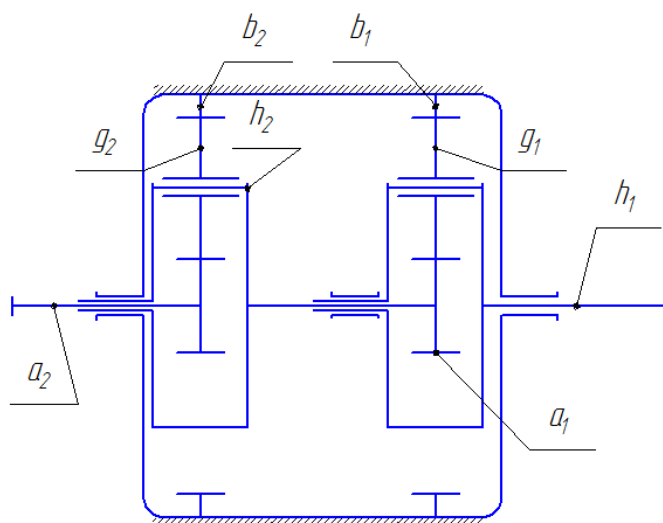


Рис. 1. Кинематическая схема двухступенчатого планетарного редуктора для привода цементной мельницы барабанного типа.

Принципы современного конструктивного исполнения планетарных передач типа *A* следующие: для выравнивания нагрузки между сателлитами должны быть правильно выбраны и рассчитаны параметры плавающих звеньев – центрального колеса или водила; при числе сателлитов более трех должны быть выполнены податливыми ободья зубчатых колес с внутренним и зубьями. При конструировании должна учитываться совместная деформация водила и центральных колес. Эффективным способом повышения качества передач является комплектация узлов сателлитов по величине зазора в опорах, толщине зубьев и биению венца с учетом контролируемого отклонения расположения отверстий под оси сателлитов от номинального положения в щеках водила.

При проектировании планетарных передач типа *A* для редукторов цементных мельниц использовалась методика расчета, которая представлена в справочнике [1]. В соответствии с рекомендациями этого справочника выполнен геометрический расчет, расчет неравномерности распределения нагрузки между сателлитами и по ширине зубчатых венцов, а также расчет на контактную и изгибную прочность. При оценке несущей способности учитывались также рекомендации и указания справочников [2,3].

1. Анализ режима нагрузки редуктора для цементной мельницы

При расчете по методике ГОСТ 21354-87 предполагается использование методов эквивалентных циклов, эквивалентных нагрузок или эквивалентных напряжений. При использовании этих методов должна быть известна гистограмма внешних нагрузок, которая может быть установлена путем измерения моментов на валах редуктора, или определена на основании динамических расчетов привода, или регламентирована отраслевыми методиками.

В техническом задании гистограмма нагрузок не задана. При отсутствии достоверных сведений по режиму нагрузки в виде гистограммы ГОСТ 21354-87 допускает возможность использования в расчетах эквивалентного момента

$$T = K_A \cdot T_m ,$$

где T_m – номинальный момент; K_A – коэффициент, с помощью которого учитывают влияние внешней динамической нагрузки при расчете на усталостную прочность.

Число циклов изменения контактных и изгибных напряжений за ресурс заведомо больше базового, поэтому в согласии с методом эквивалентных нагрузок расчетное число циклов принято считать равным базовому числу циклов, и при расчете на контактную и изгибную выносливость коэффициенты долговечности принимают, соответственно, $Z_N = 1$ и $Y_N = 1$.

В согласии с рекомендуемым приложением 4 в методике ГОСТ 21354-87 коэффициент K_A определяют в зависимости от сочетания режима нагружения двигателя и ведомой машины. В

рассчитываемом приводе режим нагружения, создаваемый электродвигателем, относится к равномерному, а режим нагружения, создаваемый шаровой мельницей, является режимом со средней или значительной неравномерностью. При указанном сочетании режимов в соответствии с ГОСТ 21354-87 следует учитывать в расчетах на усталостную прочность коэффициент $K_A = 1,5 \dots 1,75$.

Значения коэффициента K_A внешней динамической нагрузки при расчете на усталостную изгибную и контактную прочность в рекомендуемых справочных таблицах приложения 4 к стандарту приняты одинаковыми, что не согласуется с результатами расчетов, которые получаются при обработке гистограмм переменных нагрузок. В связи с различием базовых чисел циклов N_{Hlim} , N_{Flim} и показателей степени q_H , q_F кривых контактной и изгибной выносливости при расчетах по заданным гистограммам эквивалентная нагрузка для изгибной выносливости всегда выше, чем эквивалентная нагрузка, используемая при расчете на контактную выносливость. Важно отметить, что при расчетах с заданной гистограммой нагрузок эквивалентная нагрузка возрастает при увеличении отношения общего N_Σ и базового N_{lim} числа циклов. Из анализа следует, что расчет с одним и тем же значением коэффициента K_A внешней динамической нагрузки при расчете на усталостную изгибную и контактную прочность может занижать реальную несущую способность по контактной выносливости или завышать реальную несущую способность по критериям усталостной изгибной прочности зубьев. В связи с указанным следует рассмотреть подходы к определению параметров гистограмм нагрузок, которые должны учитывать характерные особенности рабочего цикла.

Динамические нагрузки в мельницах барабанного типа обусловлены в основном перемещением измельчаемого материала, шаров и цельпесца внутри барабана при его вращении [4]. Максимальная величина нагрузки определяется величиной угла движения $\theta = \theta_{max}$, который представляет собой наибольший угол отклонения поверхности измельчаемого материала, шаров и цельпесца от уровня горизонта, рис. 2,а. Минимальная нагрузка действует при угле покоя $\theta = \theta_{min}$, который представляет собой угол отклонения поверхности измельчаемого материала, шаров и цельпесца от горизонтального уровня в момент прекращения относительного перемещения измельчаемого материала, шаров и цельпесца при осыпании, рис. 2,б.

Для определения параметров гистограммы нагрузки принято, что шары и цельпесц, служащие для измельчения материала, под действием силы тяжести занимают нижнее положение в барабане, а измельчаемый материал располагается на более высоком уровне.

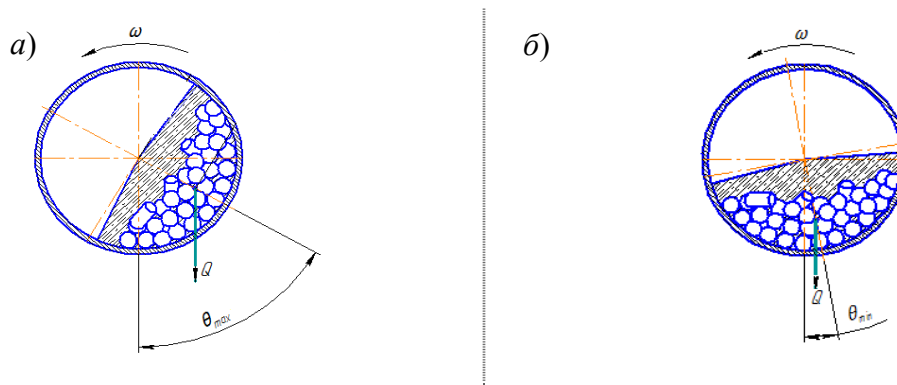


Рис. 2. Схема к определению моментов нагрузки при вращении мельницы барабанного типа. В этом случае при загрузке в барабан заданной массы шаров, цельпеска и измельчаемого материала (клинкера, гипса и шлака) можно вычислить размер l_c , задающий положение центра тяжести, и установить экстремальные значения момента нагрузки в соответствии со схемой на рис. 2

$$T_{\max} = Q \cdot l_c \cdot \sin \theta_{\max}; \quad T_{\min} = Q \cdot l_c \cdot \sin \theta_{\min}$$

где Q – сила веса шаров, цельпеска и измельчаемого материала.

Текущая величина момента нагрузки изменяется в пределах изменения угла поворота барабана $\theta_{\max} \geq \theta \geq \theta_{\min}$ по закону

$$T_{\theta} = Q \cdot l_c \cdot \sin \theta.$$

Номинальная нагрузка представляет собой среднеинтегральное значение момента T и составляет

$$T_{\text{ном}} = Q \cdot l_c \cdot (\cos \theta_{\min} - \cos \theta_{\max}) / (\theta_{\max} - \theta_{\min}).$$

Коэффициент нагрузки является отношением текущей нагрузки и номинальной

$$K_{\theta} = T_{\theta} / T_{\text{ном}} = (\theta_{\max} - \theta_{\min}) \sin \theta / (\cos \theta_{\min} - \cos \theta_{\max}).$$

Отношение максимального момента на валу барабана к номинальному моменту представляет собой коэффициент динамической нагрузки

$$K_D = T_{\max} / T_{\text{ном}} = (\theta_{\max} - \theta_{\min}) \sin \theta_{\max} / (\cos \theta_{\min} - \cos \theta_{\max}).$$

Характер изменения коэффициента динамической нагрузки в зависимости от величины углов движения и покоя приведен на рис. 3.

В зависимости от дисперсии материала и влажности состава в процессе переработки значение угла θ_{\max} может изменяться от 60° до практически прямого угла. Наличие металлических шаров, цельпеска, а также возникающие вибрации при вращении уменьшают значение угла θ_{\max} , но центробежная сила во вращающемся барабане способствует увеличению угла движения вплоть до запредельных [4]. Из анализа следует, что вероятные

расчетные значения коэффициента динамической нагрузки располагаются в интервале значений $1,8 \geq K_D \geq 1,47$.

При известных значениях углов покоя и движения гистограмма нагрузок приводится к стандартному виду в зависимости от величины отношения $x = N_c/N_\Sigma$

$$T_x = T_{\max} \cdot \sin[\theta_{\max} - (\theta_{\max} - \theta_{\min})] / \sin \theta_{\max}, \quad (1)$$

где N_Σ – общее число циклов для рассчитываемого колеса или детали за расчетный срок службы.

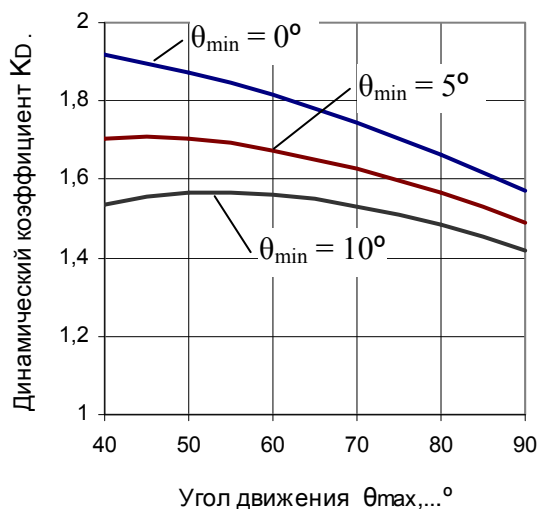


Рис. 3. Зависимость коэффициента динамической нагрузки K_D от величины углов движения θ_{\max} и покоя θ_{\min} .

В методе эквивалентных циклов в качестве расчетной нагрузки принимают практически максимальную нагрузку, которой соответствует отношение $T_{\max}/T_m = K_D$, и находят значение эквивалентного числа циклов в виде произведения:

$$N_E = \mu \cdot N_{\lim}, \quad (2)$$

где N_{\lim} – базовое число циклов; μ – коэффициент, с помощью которого учитывают параметры циклограммы нагрузок. Алгоритм вычисления коэффициента μ описан в Приложении 3 к стандартной методике ГОСТ 21354-87.

При расчете на контактную выносливость по методу эквивалентных циклов коэффициент долговечности определяют по формуле:

$$Z_N = \left(\frac{1}{\mu} \right)^{1/q},$$

где $q = q_1 = 6$ при значениях $\mu \leq 1$ и $q = q_2 = 20$ при значениях $\mu > 1$.

При расчете на изгибную выносливость в стандартной методике учитывают кривую выносливости с одним наклонным участком, которому соответствует показатель степени q_1

= 6 для зубчатых колес с однородной структурой материала и $q_1 = 9$ для зубчатых колес с неоднородной структурой материала. На основании анализа поломок зубьев при значениях суммарных чисел циклов значительно превышающем базовое число по эмпирическим данным приведенным в монографиях [1,3] может быть принято значение $q_2 \approx 40$. Целесообразность включения в расчет на усталостную прочность второго наклонного участка обосновывается в статье [5] необходимостью учета вариации внутренних нагрузок. С учетом второго наклонного участка при расчете на изгибную выносливость по методу эквивалентных циклов коэффициент долговечности рассчитывался по формуле:

$$Y_N = \left(\frac{1}{\mu} \right)^{1/q},$$

где при значениях $\mu \leq 1$ следует принимать $q = q_1 = 6$ или $q = q_1 = 9$, а при значениях $\mu > 1 - q = q_2 = 40$.

2. Особенности проектирования опор планетарных передач типа А

При разработке конструкций редукторов особое внимание уделялось проектированию опор сателлитов, ресурс которых может ограничивать ресурс передачи типа А. Были разработаны варианты конструкции передачи, как с гидродинамическими подшипниками скольжения, так и варианты конструкции с опорами качения.

Гидродинамические подшипники скольжения способны обеспечить практически неограниченный ресурс, если реализуется режим жидкостного трения. К недостаткам гидродинамических подшипников относятся высокая чувствительность к перерывам в подаче смазочного материала и относительно высокие значения моментов трения при пуске, когда толщина гидродинамического смазочного слоя невелика.

Гидродинамические опоры сателлитов размещаются в его ободу, что обуславливает специфические особенности расчета. При поддержке специалистов Кировского завода в лаборатории прочности зубчатых передач (БГТУ «ВОЕНМЕХ») были выполнены теоретические и экспериментальные исследования, целью которых являлось определение влияния деформации обода сателлита силами в зацеплениях и гидродинамическими давлениями на температуру подшипников, расход смазки и потери на трение [6]. Установлено, что при относительно тонких ободьях эпюра гидродинамических давлений имеет две диффузорные и конфузорные зоны. Температура подшипника увеличивается. Изменяется также и распределение давлений вдоль оси – вместо параболического закона распределения давлений по Шибелю при тонком ободу реализуется двугорбая эпюра. Чтобы ослабить неблагоприятное влияние деформации обода на температурный режим следует при использовании податливых ободьев соответственно увеличивать зазор в подшипнике.

Разработаны также варианты конструкций планетарных редукторов для цементных мельниц с подшипниками качения. Подшипники качения обеспечивают снижение пусковых нагрузок за счет низкого коэффициента трения. Подшипники качения менее требовательны к качеству смазочного материала и возможным перерывам в его подаче. Применение самоустанавливающихся подшипников качения в опорах сателлитов обеспечивает наиболее низкую величину неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца. Поворачиваясь на такой опоре, сателлит компенсирует влияние деформации водила и в значительной степени – влияние деформации кручения центрального колеса.

Недостатком конструкций передач с подшипниками качения является их ограниченный расчетный ресурс. В разработанных конструкциях ресурс наиболее нагруженных опор качения, встроенных в обод сателлита, по приближенному расчету составляет не менее 60000 ч. Повышения расчетной долговечности опор качения сателлитов достигается за счет учета влияния деформации обода на распределение нагрузки между телами качения [7] и выбора оптимального зазора.. Разработанные нами рекомендации к выбору оптимального зазора в подшипнике качения сателлита приведены в справочнике [1]. При оценке долговечности опор качения следует принять во внимание, что при достаточно низком уровне контактных напряжений в подшипниках качения может быть второй наклонный участок кривой контактной выносливости, как это установлено для зубчатых передач, и фактический ресурс подшипников окажется выше расчетного. Обратим внимание, что современная аппаратура и методы виброакустической диагностики позволяет выявлять наличие повреждений на дорожках качения без разборки редукторов, и, по мере накопления эмпирических данных, прогнозировать их остаточный ресурс.

3. Характерные особенности разработанных конструкций редукторов

Были выполнены проектировочные расчеты конструкций редукторов с числом сателлитов n_w в тихоходной ступени три и четыре. В результате выполненных расчетов установлено, что для выполнения условий ТЗ и минимизации диаметральных размеров тихоходной ступени необходимо принять относительную ширину зубчатого венца центрального колеса a_1 с внешними зубьями $\psi_{bd} = b_w / (d_w)_{a1} = 0,83$ при $n_w = 3$ или $\psi_{bd} = 0,73$ при $n_w = 4$. Увеличение относительной ширины венцов сопровождается повышением влияния деформации кручения тела центрального колеса и объемных деформаций перемычек и щек водила на распределение нагрузки по ширине венцов.

Водило представляет собой сложную пространственную конструкцию, для расчета деформаций которой используются методы строительной механики или МКЭ. В основных разработанных вариантах конструкций деформация кручения тела центрального колеса с

внешними зубьями и водила взаимно компенсируют друг друга за счет расчетного подбора параметров - толщины щек и сечений перемычек водила.

Разработана также конструкция передачи (см. рис. 4) с оригинальным сборным водилом, с помощью которого равномерность распределения нагрузки по ширине венцов достигается за счет подвода и съема момента в средних торцовых сечениях перемычек водила и центрального колеса a_1 . В примере конструкции на рис. 4 быстроходная и тихоходная ступени размещены в двух отдельных корпусах с горизонтальными плоскостями разъема. Необходимость выполнения горизонтальной плоскости разъема диктуется условиями сборки передачи с гидродинамическими опорами скольжения вращающихся водил. В рассматриваемой конструкции плавающими являются центральные колеса с внешними зубьями, а ободья центральных колес с внутренними зубьями выполняются податливыми. Необходимость податливого обода в тихоходной ступени диктуется применением в этой ступени четырех сателлитов. Податливые ободья обладают высокой податливостью, их применение способствует увеличению крутильной податливости, и, тем самым, снижению уровня внешних динамических нагрузок. Влияние податливости обода и конструкции плавающего звена на распределение нагрузки между сателлитами и по ширине венцов при планируемой точности изготовления рассчитывалось по методике [1].

Предлагаются для производства также варианты редуктора с корпусом, у которого имеется одна горизонтальная плоскость разъема. Зубчатые колеса и водило опускаются сверху, а центральное колесо и его соединительная муфта вводится со стороны выходного вала.

Создан вариант конструкции редуктора с подшипниками качения, который имеет наиболее простой цилиндрический корпус без горизонтальной плоскости разъема. Сборка осуществляется осевым движением - последовательным опусканием зубчатых колес и водила в вертикально поставленный корпус. В конструкции реализован вариант водила тихоходной ступени с симметричным деформированием перемычек. Водило тихоходной ступени выполнено плавающим. При холостом вращении и малой нагрузке (менее 6% от номинального момента) двухпрофильный контакт исключен за счет назначения необходимой величины зазора между выходным валом и плавающим водилом. В другом варианте конструкции этот зазор выполнен малым, и при этом условии водило уже не является плавающим звеном, а плавающим выполняется центральное колесо тихоходной ступени, соединяемое двумя зубчатыми сочленениями с водилом быстроходной ступени.

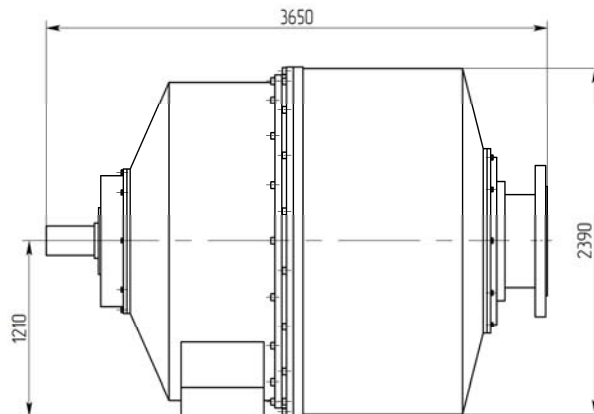


Рис. 4. Вариант конструкции планетарного редуктора.

Разработаны также две конструкции планетарных передач для привода цементной мельницы с подшипниками качения и с тремя сателлитами в каждой ступени. Корпусные детали имеют только одну горизонтальную плоскость разъема. Сборка передачи осуществляется движением сверху – вниз. Реактивный момент воспринимает правая стойка. Левая стойка выполняет роль опоры.

Заключение

Все разработанные варианты конструкций удовлетворяют условиям производства ОАО «Майкопский редукторный завод» и переданы в технические службы предприятия для дальнейшего проведения опытно-конструкторских работ и подготовки производства.

Библиографические ссылки

1. Расчет и проектирование зубчатых редукторов: Справочник/В.Н.Кудрявцев, И.С.Кузьмин, А.Л.Филипенков; Под ред. В.Н.Кудрявцева. – СПб.: Политехника, 1993. – 448с.
2. Редукторы энергетических машин: Справочник/Б.А.Балашов, Р.Р.Гальпер, Л.М.Гаркави и др.; Под ред. Ю.А.Державца. – Л.: Машиностроение, 1985.-232 с.
3. Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник/Под ред. Э.Б.Вулгакова. – М.: Машиностроение, 1981. – 374 с.
4. В.Ф. Першин, В.Г. Однолько, С.В. Першина. Переработка сыпучих материалов в машинах барабанного типа. М. "Машиностроение" 2009.
5. Проблемные вопросы в области оценки несущей способности зубчатых передач /В.Н.Кудрявцев, А.Л.Филипенков //Вестник машиностроения. 1986.-№9.-С.12-16
6. Белобров Ю.Л., Филипенков А.Л. Расчет параметров смазочного слоя гидродинамических опор планетарных передач//Вестник машиностроения.-1987.-№9. – С. 15-18.
7. Филипенков А.Л., Капцан М.В. Экспериментальные и теоретические исследования подшипников качения сателлитов//Детали машин.-Киев: Техника.- Вып 44.-1987.-С. 126-133.

FAYDOR L. LITVIN: A LIFE DEDICATED TO THE DEVELOPMENT OF THE MODERN THEORY OF GEARING

-AMERICAN PERIOD-

A. Fuentes, Professor, Polytechnic University of Cartagena (UPCT), Spain

alfonso.fuentes@upct.es

Abstract: The American period of development of the theory of gearing by Professor Faydor L. Litvin is described. Professor Litvin has dedicated his life to the development of the theory of gearing and has made as well significant contributions to the development of the theory of mechanisms. He has developed two professional careers, one in Russia, and another in United States, becoming a respected and renowned authority in kinematics and theory of gearing, and having trained and supervised more than 85 Ph. D. students and visiting scholars, from all over the world, that received prominent research and teaching positions in USA, Australia, Bulgaria, China, Taiwan, Spain, and Russia.

Keywords: Faydor L. Litvin, Theory of Gearing

АМЕРИКАНСКИЙ ПЕРИОД ДЕЯТЕЛЬНОСТИ Ф. Л. ЛИТВИНА ПО РАЗВИТИЮ СОВРЕМЕННОЙ ТЕОРИИ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

A. Fuentes, проф., Политехнический Университет Картахены (UPCT), Испания

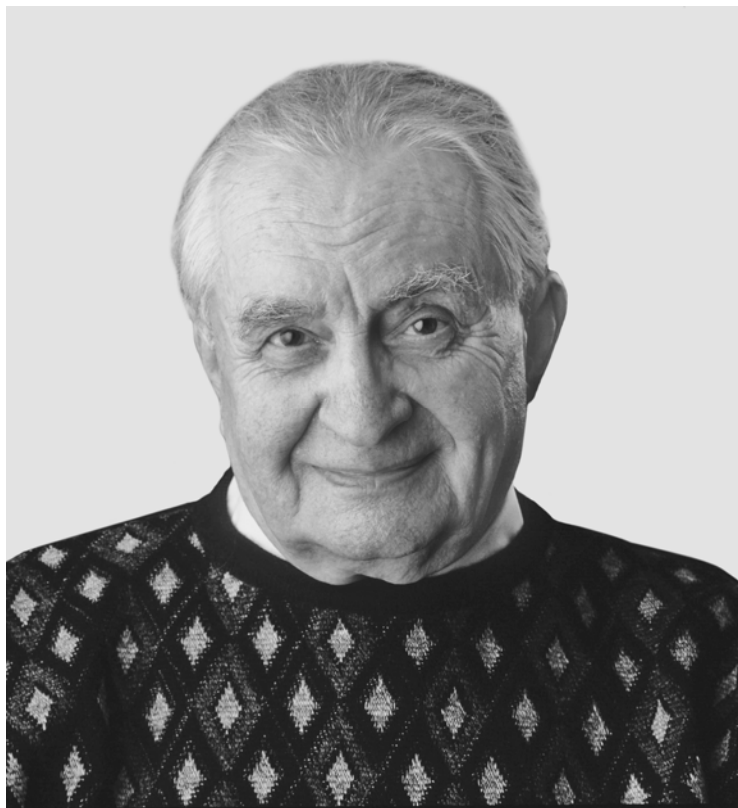
alfonso.fuentes@upct.es

Аннотация: В докладе описан американский период деятельности профессора Файдора Л. Литвина в области теории зубчатых зацеплений. Профессор Литвин посвятил свою жизнь развитию теории зубчатых зацеплений, а также сделал значительный вклад в развитие теории механизмов. Его профессиональная деятельность разделена на две части, одна - в России, другая - в США, и везде он - уважаемый и признанный авторитет в области кинематики и теории зубчатых зацеплений; на настоящее время Ф.Л. Литвин подготовил более 85 кандидатов наук, являясь руководителем научных работников по всему миру, которые сейчас занимают выдающиеся исследовательские и преподавательские должности в США, Австралии, Болгарии, Китае, Тайване, Испании и России.

Ключевые слова: Faydor L. Litvin, Theory of Gearing

1. Introduction

Professor Faydor L. Litvin was born in year 1914 in Russia. In 1937, he received his Master degree from San Petersburg Technical Institute in Russia. He taught and performed research initially at St. Petersburg State Polytechnic University (1947-64) and then at St. Petersburg Institute of Precision Mechanics and Optics, (1964-78), where he was professor and head of the department of mechanisms theory and machine elements. After his retirement in 1978, he emigrated to the United States with his wife, Shifra Litvin, to join their daughter and son. He left behind a distinguished career in Russia to start from scratch in the United States, with few dollars in his pocket and no job. Meanwhile, in the 1970's, the US Army established drive systems technology as part of its research to support its ever increasing use of helicopters. In year 1977, NASA started component work. They were immediately in trouble. There were no experts in gear theory at that time in NASA. In 1978, NASA received a call from Professor Litvin. He was just arrived in US and was living with his son in New Jersey. He has looking for a job and offered give a lecture about his pioneering ideas on the theory of gearing and its applications. Without entering in details on the many circumstances that merged at that time, with the invaluable support and sponsorship of NASA, Dr. Litvin joined the University of Illinois in Chicago in year 1979, at the age of 65, four months after his arriving in US, starting another productive career and becoming a respected and renowned authority in kinematics and theory of gearing.



Faydor L. Litvin (2002)

2. Teaching, Research, and Awards

Dr. Litvin’s teaching experience includes analysis and kinematics of mechanisms, theory of gearing and applications, advanced theory of gearing, dynamics of machinery, analysis and design of manipulators, and special topics in advanced kinematics and dynamics of mechanisms.

He has performed research in the area of mechanisms, manipulators, theory of gearing, and computerized design, generation and simulation of meshing of gear drives. He has proposed and developed advanced techniques of design and analysis of gear drives including spur, helical, worm, spiral bevel, and face gears drives. Those techniques have been adapted by many US aerospace companies into their products. Dr. Litvin's methods and theories have been the catalyst to change the design and manufacture of gears that achieve major operational improvements in helicopter gear systems [1]. The application of his innovative technology has resulted in increasing design power by 100% with same volume of gear transmissions.

He effected these improvements by applying principles based on the geometry of meshing gear surfaces to correct many problems associated with alignment and manufacturing errors that shift bearing contact and cause transmission errors. Some of the most significant achievements were the design of optimized face-milled spiral bevel gears with decreased levels of noise, vibration and stresses just by changes of machine-tool settings computed by application of his unique algorithm of local-synthesis that allows the achievement of desired conditions of meshing directly, without application of so common trial-and-error procedure by experienced gear designers. The improved designs allowed transmission of 25% more power by the same gear set. Also, the application of formate-cut spiral bevel gears was extended to gear sets with gear ratio close to one, with improved contact conditions, low noise and stress, and lower manufacturing cost. He has been a pioneer in considering transmission errors in the design of gear drives, and proposing methods to absorb them when errors of alignment or manufacturing occur. Nowadays, it is considered one of the main key factors when designing low noise and vibration gear drives.

Not only has he contributed to the development of the theory of gearing, but also has proposed pioneering ideas in the field of the theory of mechanisms. Some of them are nowadays universally accepted, but they were not in the early eighties when they were proposed. He was a visionary. Professor Litvin was probably the first to propose the idea of using singular configurations as a tool to find all solution for the position analysis in the theory of mechanisms. Professor Litvin understood the potential of the theorem of implicit functions existence as a tool to investigate the number of possible solutions of a non-linear system. Indeed, the theorem states that the determinant of the Jacobian matrix of a square system becomes zero when a singular configuration occurs and the input-output relationship is no longer one-to-one. Few authors recognized the importance of

singularities as a key factor for the position analysis. His student and friend, Professor Parenti-Castelli, states “*It has been a golden mine in which many researchers have worked for years*”. Most relevant papers gave credit to the pioneering work of Professor Litvin and today even books report these ideas/concepts as basic ones for the topic.

Professor Litvin has supervised the research of a total of 85 Ph.D. students, 42 of them graduated from UIC, becoming the professor that more students have graduated in the history of the Department of Mechanical Engineering of UIC. His graduated students have received prominent research and teaching positions in USA, Australia, Bulgaria, China, Taiwan and Russia. He has also trained and supervised many visiting scholars from Italy and Spain, having changed definitively his professional lives.

Professor Litvin is author of nearly 300 publications in referred journals and prestigious gear conferences. His publications include the following books published in the USA:

- Theory of Gearing, NASA Reference Publication 1212, 1989.
- Gear Geometry and Applied Theory, Prentice Hall, 1994, ISBN: 0-13-211095.
- Development of Gear Technology and Theory of Gearing, NASA Reference Publication 1406, 1998.
- Gear Geometry and Applied Theory, 2nd Edition, Cambridge University Press, 2004.
- Noncircular Gears: Design and Generation, Cambridge University Press, 2009.

He is holder of 26 inventions (3 of them are U.S. Patents). His patent, *Apparatus and Method for Precision Grinding Face Gear*, has singularly provided a way to reduce the weight of helicopter transmissions by 40 percent, promoting fuel savings, reduced emissions and lower seat prices. The grinding method invented by Professor Litvin has for the first time enabled a way to grind hardened face gears that will provide the same level of safety as spiral bevel gears. His efforts have opened the way for the use of these low cost, high capacity gears in applications that will significantly benefit the aerospace, automotive and shipping industries.

In his American period of research work, Professor Litvin, has been granted the following awards:

- Best Paper Award, 1990 ASME Mechanism Conference.
- The Allan S. Hall Award of the Applied Mechanism and Robotics Conference, 1991, for contribution to advancing the Science of Mechanisms and Robotics.
- Honorable Dr. Degree from Miskolc University, Hungary, 1999.
- UIC Inventor of the Year, 2001.
- 12 NASA tech-brief awards in the period from 1983 to 2001.

- The Thomas Bernard Hall Prize, granted by the Institute of Mechanical Engineers, UK, 2001.
- ASME Thomas A. Edison Patent Award, 2004.
- The University of Bologna Sigilium Magnum Award for the pioneering studies and outstanding achievements of his research work in the theory of mechanism and advanced gear technology, nevertheless for his dedication to teaching and training generations of students and scholars, 2009.

He has been an ASME Fellow since 1992 and member of the editorial advisory board of the Journal Mechanism and Machine Theory, as well as associate editor of Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 1995-2000.

3. The Gear Research Center at UIC

Professor Litvin founded the Gear Research Laboratory, which name was later, in year 2000, changed into Gear Research Center. The research performed at the Gear Research Center has been directed to the computerized design, generation, and simulation of meshing and contact of aligned and misaligned gear drives with the primary goal of localization and stabilization of bearing contact and reduction of transmission errors. The research has encompassed the study of all types of gear drive applications for transformation of rotation between parallel, intersected, and crossed axes. In addition, cycloidal gearing applied in screw compressors, Wankel engines, Root's blowers, and pumps were studied. Since the foundation of the Gear Research Laboratory, it has been completely funded by memberships, grants, and contracts. Professor Litvin has worked with a large number of companies in theory and applications of gearing, gear design and manufacturing, and computerized simulation of meshing and contact analysis. Professor Litvin has become the most prolific NASA contributor, having written 28 NASA contractor reports and technical manuscripts in the period 1982-2003.

Professor Litvin is a believer in creativity and mentor of youth. In [3], he states: *“I can offer new ideas to advance the modern theory of gearing and develop manufacturing, but if I try to develop this research by myself it is not productive”*. He has always shared his ideas with members of this research team, made them co-authors and co-inventors of the developed ideas. Actually, he mentioned, referring to his students and scholar at the Gear Research Center [3]: *“Here, there are many brains. We work together and enrich my ideas”*. Professor Litvin has worked enthusiastically, with love to his job, during his whole life.

After his retirement, and supported by the funds remaining of the activity of the Gear Research Center, the University of Illinois at Chicago offered the *Graduate Student Faydor Litvin Award*, which provided funds for recruiting the best students for around the world, and the *Faydor L. Litvin*

Scholarship in Mechanical Engineering, providing scholarships to undergraduate students in the Department of Mechanical Engineering at the University of Illinois at Chicago, with preference to students with a GPA of at least a 4.0 on a 5.0 scale.

4. The Gallery of Fame

One of Professor Litvin’s goals was to pay tribute to those that in one way or another have contributed to the development of the theory of gearing. In [1], a comprehensive history of the development of the theory of gearing through biographies of major contributors to the field was published. Professor Litvin’s unique historical perspective was achieved by assiduous research into the lives of courageous, talented, and creative men who made significant contributions to the field of gearing. Very often they came from humble backgrounds, sought an education in the face of great obstacles, made personal sacrifices to attain goals, and worked hard for many years to fulfill their creative aspirations. The task of accumulating information about those men was extremely difficult, because many were deceased and facts existed only in family records, library archives, and their companies' files. The meeting room of the Gear Research Center has been surrounded by the portraits of those that contributed to the theory of gearing as a way to make them participant of the discussions that were held in that room. Visitors of the Gear Research Center had the opportunity to listen Professor Litvin talk about their biographies and anecdotes about how he could finally get their portraits, many of which were obtained from family albums held by descendants many generations later.

5. Final Remarks

I was given the opportunity to be trained and learn so much from him, beginning with my visit to the Gear Research Center at UIC in 1999 as a post-doc visiting scholar. I have had him as a reference scientist, teacher, and human being for more than 14 years. He shared with me many of his achievements during the last stage of his active research work. My professional career would have been certainly different had I not met Professor Litvin in year 1999. His advices are always taken into account in my day-by-day professional activity. He is a great example in my life. Thanks Professor!

References

1. *F. L. Litvin*, “Development of Gear Technology and Theory of Gearing”, NASA Reference Publication 1406, ARL-TR-1500, 1998.
2. *B. Ravani*, “A Dedication to Professor Faydor L. Litvin in Celebration of his Eightieth Birthday”, *Journal of Mechanical Design*, 116:3(671), 1994.
3. “Engineering News”, *Colleague of Engineering*, University of Illinois at Chicago (UIC), Spring 2002.

IGD: THE ULTIMATE TOOL FOR ADVANCED GEAR DESIGN

*A. Fuentes, Professor, Polytechnic University of Cartagena (UPCT), Spain,
alfonso.fuentes@upct.es*

I. González-Pérez, Associate Professor, Polytechnic University of Cartagena (UPCT), Spain

F. T. Sánchez-Marín, Associate Professor, Universitat Jaume I, Castellón, Spain

J. L. Iserte, Associate Professor, Universitat Jaume I, Castellón, Spain

Abstract: The modern theory of gearing has been developed during decades driven by the pioneering ideas of Professor Faydor L. Litvin. The extensive use of computers and the development of modern programming languages have been the last ingredient to make it the basis for searching advanced designs of gear drives. IGD –Integrated Gear Design– intends to be a unique tool based on the application of the modern theory of gearing, that implements the computerized generation of any type of gear, the application of enhanced approaches of tooth contact analysis and the application of finite element analysis for stress determination. Application of modern gear technologies of design and analysis allows the time of development of new gear drives to be drastically reduced, lowering production costs and offering high quality final products wherein gears are applied. The results obtained by IGD are perfectly linked with actual phenomena on gear drives, allowing any industry gear related problem to be diagnosed and solved.

Keywords: Advanced gear design, virtual gear generator, TCA, finite element analysis

IGD: ОПТИМАЛЬНЫЙ ИНСТРУМЕНТ ДЛЯ СОВРЕМЕННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*А. Фуентес, проф., Polytechnic University of Cartagena (UPCT), Испания
alfonso.fuentes@upct.es*

И. Гонзалез-Перез, доц., Polytechnic University of Cartagena (UPCT), Испания

Ф. Санчес-Марин, доц., Universitat Jaume I, Castellón, Испания

Д. Исерте, доц., Universitat Jaume I, Castellón, Испания

Аннотация: Современная теория зубчатых зацеплений развивалась на протяжении десятилетий благодаря новаторским идеям профессора Файдора Л. Литвина. Интенсивное использование компьютеров и развитие современных языков программирования стало базой для поиска новых способов проектирования зубчатых передач. IGD – интегрированное проектирование зубчатых передач – служит уникальным инструментом, основанным на применении современной теории зубчатых зацеплений, который реализует компьютерное создание любо-

го вида зубчатой передачи, применение улучшенных подходов анализа контакта зубьев и применение метода конечных элементов для определения напряжений. Применение современных технологий проектирования и анализа зубчатых передач позволяет значительно сократить время на разработку новых зубчатых передач, снизить затраты на производство и представить высококачественную готовую продукцию, в которой применяются зубчатые передачи. Результаты, достигнутые IGD, полностью связаны с актуальными проблемами зубчатых редукторов, позволяя выявлять и решать любую проблему, связанную с производством зубчатых передач.

Ключевые слова: Улучшенное проектирование зубчатых передач, виртуальный генератор зубчатых передач, ТСА, метод конечных элементов

1. Introduction

Modern technologies of design and analysis of enhanced gear drives are based on the application of the modern theory of gearing that together with the ever increasing computational capabilities of modern computers make possible to achieve higher goals than few years ago. Nowadays, it is unthinkable the design of advanced gear drives without using gear software. Gear standards are good for basic dimensioning of gear drives according to the bending or pitting resistance of the material. However, when the objective is to achieve higher levels of power, reduce noise and vibration, increase durability of gear drives, or even reduce cost of development, modern technologies of design and analysis have to be applied.

IGD –Integrated gear design– intends to be the ultimate tool for advanced gear design. It is based on the modern theory of gearing, and implements a virtual generator of any type of gear, the application of enhanced approaches of tooth contact analysis, and application of finite element analysis for stress determination when the goal is to optimize gear tooth surfaces, providing high endurance gear drives with low levels of noise and vibration.

The main capabilities of IGD are described briefly in following sections.

2. Virtual gear generator

By simulation of the generation motion of the cutting or grinding tool with respect to the to-be-generated gear blank, the most accurate geometry of the gear tooth surfaces can be obtained. For each member of the gear set, different geometries can be simulated and compared. Rack-cutters, grinding wheels, head cutters, or shapers are among the generating cutting tools implemented in the current version of IGD. Figure 1 shows some geometric models of several types of gears. Those models generated by IGD can be exported to main CAD/CAE computer programs in IGES, OBJ, or STL graphics formats.

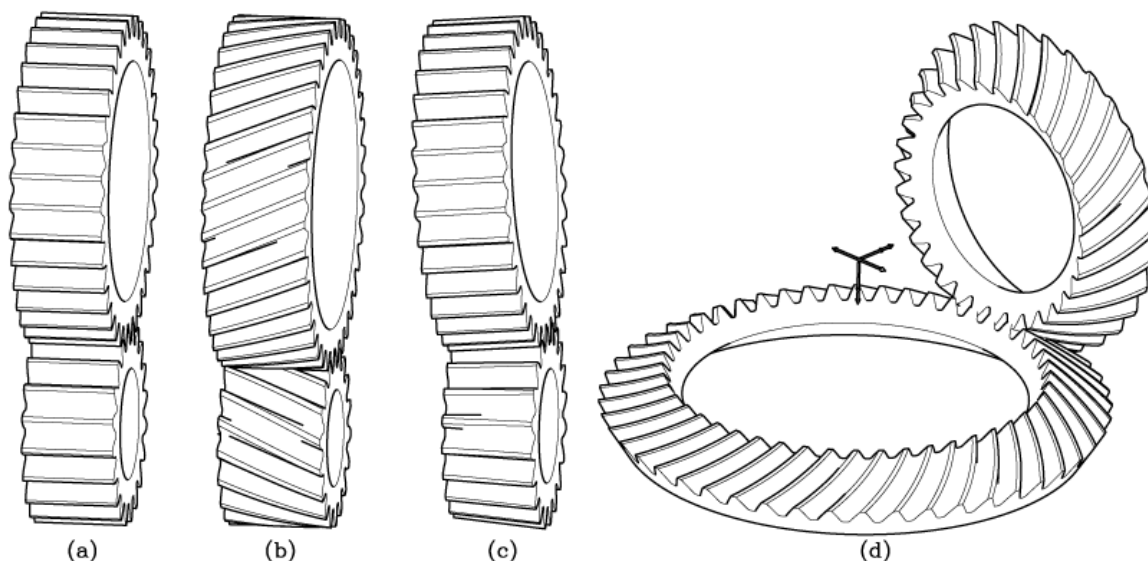


Figure 1. Geometric models of gears generated by IGD – Integrated Gear Design: (a) spur gear set; (b) helical gear set; (c) beveloid gear set; (d) spiral bevel gear set.

3. Flank edge coordinates

Flank edge design allows boundaries of the modeled gear tooth surfaces to be adapted to actual manufactured gear tooth surfaces. Therefore, simulation of meshing and contact, and finite element models are applied or developed taking into account final manufacturing boundaries in order to link the results obtained from tooth contact analysis and stress analysis to actual gear set phenomena. The user has full control on the desired final edge design, in order to define the boundaries of the gear tooth surfaces according to final manufactured gears. Figure 2(a) shows the flank edge coordinate definition window where design of the top edge of the gear can be developed. Figure 2(b) shows the 3D model of a spiral bevel gear with flank edge coordinates applied

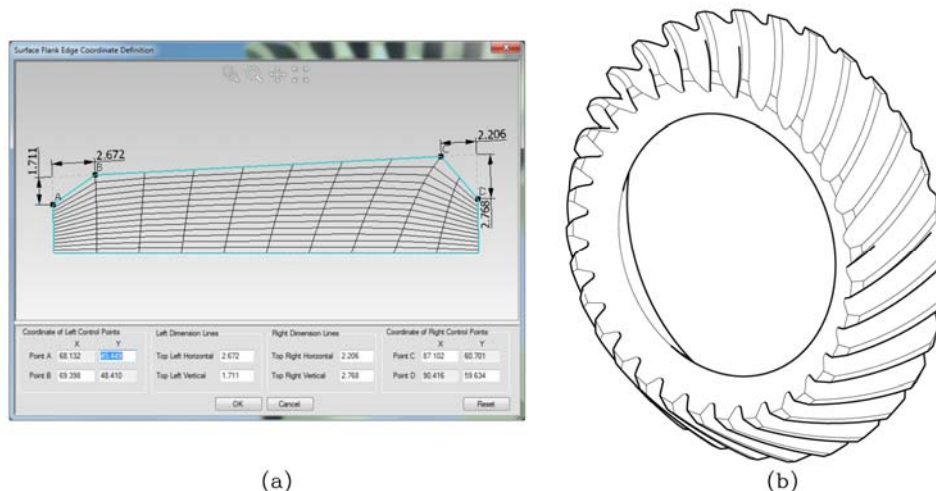


Figure 2. Flank edge coordinates definition: (a) definition window; (b) geometric model of a spiral bevel gear with flank edge coordinates applied.

4. Tooth contact analysis

Simulation of meshing and tooth contact analysis are key algorithms to obtain the contact pattern estimation and expected function of transmission errors. It is widely accepted that transmission errors is one of the main sources of excitation of gear whine noise so that obtaining favorable function of transmission errors is one of the main goals that have to be achieved when designing quiet gear drives. IGD implements a new tooth contact analysis algorithm based on a numerical method that takes into account the positional study of the surfaces and minimization of the distances until contact is achieved. A virtual marking compound thickness can be chosen for determination of contact patterns. This algorithm for tooth contact analysis does not depend on the precondition that the surfaces are in point contact or the solution of any system of nonlinear equations as the existing approaches, and can be applied for tooth contact analysis of gear drives in point, lineal, or edge contact. Contact patterns, contact paths, and transmission errors are obtained, considering errors of alignment, all over one or two cycles of meshing. Figure 3 shows examples of application of the new TCA algorithm for determination of the contact patterns in a helical gear drive and a spiral bevel gear drive represented on the 3D models of the gear sets.

5. Free form design of gear tooth surfaces

Free form design is a unique feature of IGD. It allows simulation of any surface modification, included those caused during the manufacturing process. Predefined flank modifications according to

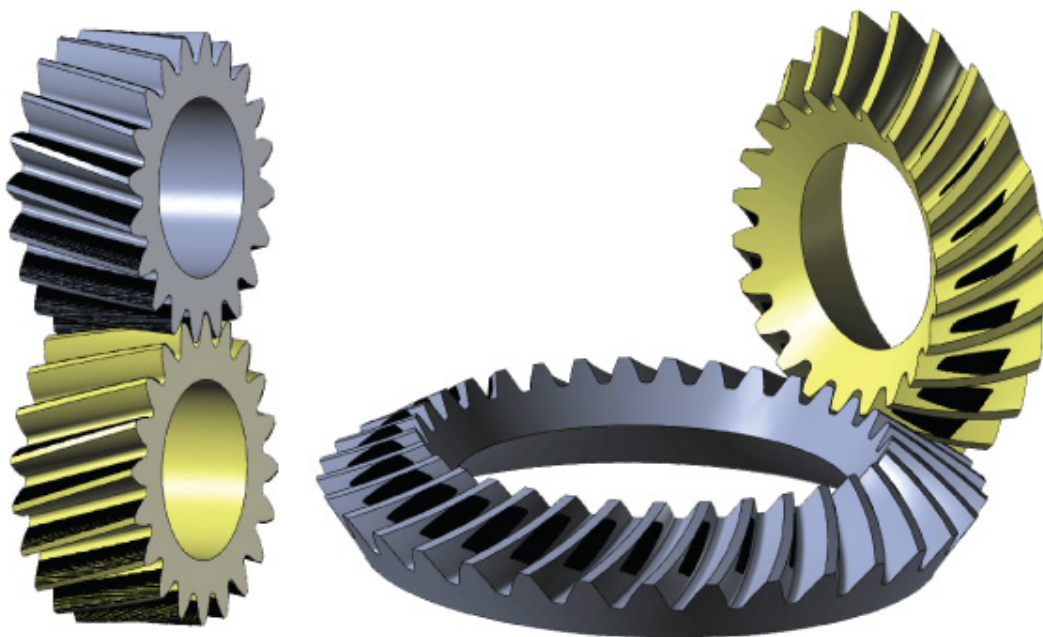


Figure 3: Results of application of TCA algorithm for determination of the contact pattern shown on pinion and gear.

Standards have been also implemented. Therefore, the user has full control on the desired final gear tooth surface form in order to simulate real measured surfaces or investigate the influence of manufacturing errors on expected contact patterns, functions of transmission errors, or the mechanical behavior of the gear drive by stress analysis.

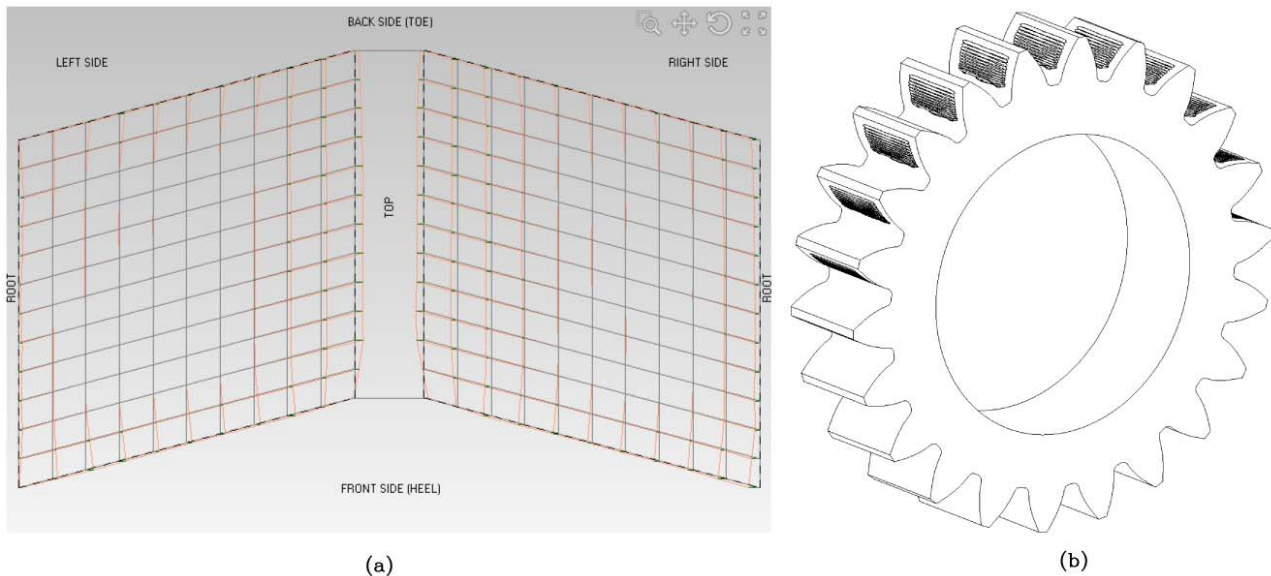


Figure 4. Free form design of gear tooth surfaces.

6. Backlash analysis

Functions of rotational backlash for pinion and wheel are available along the cycle of meshing considering any contact type and tooth surface topology. It is based on the computerization of the actual phenomena that means computation of contact on one side of the gear tooth surfaces and computation of rotational backlash until contact is achieved in the opposite side of gear tooth surfaces. The process is repeated for a chosen number of points along two cycles of meshing. It allows backlash evolution analysis or interference detection even when errors of alignment are present. Figure 5(a) shows the transmission errors function when contact is on the driving side (Figure 5(a)-up) and on the coast side (Figure 5(a)-down). Figure 5(b) shows the rotational backlash in arc min (Figure 5(b)-up) and the circumferential backlash (Figure 5(b)-down) in microns.

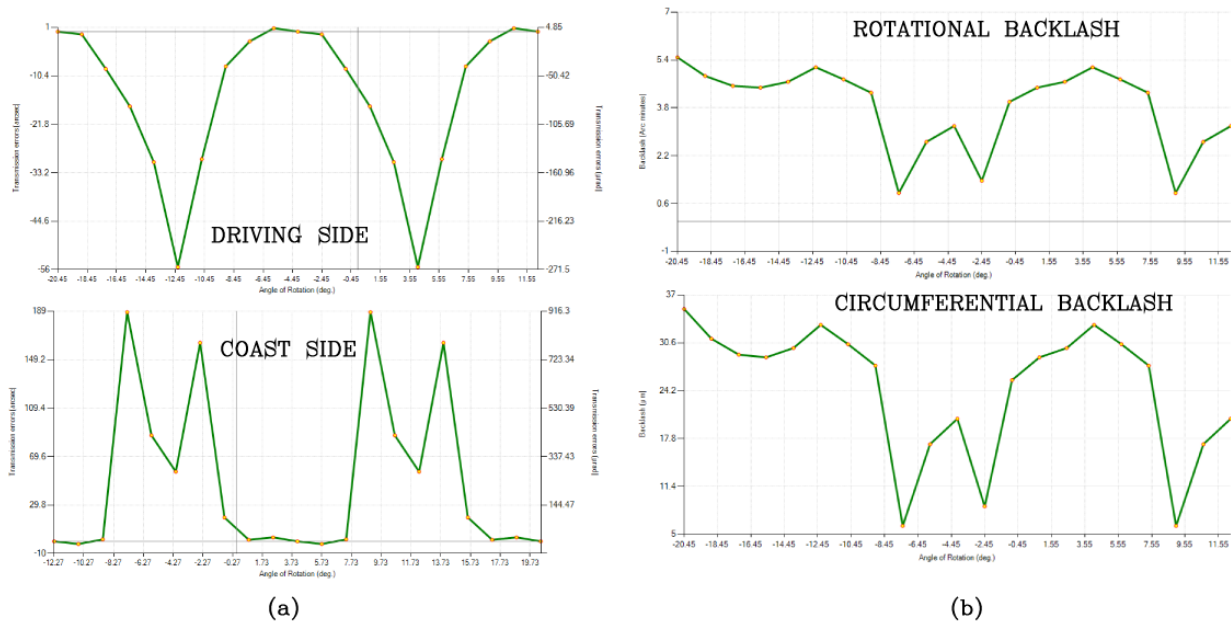


Figure 5. (a) Transmission errors in a spur gear set when rotating in counterclockwise direction (up) and clockwise direction (down); (b) rotational (up) and circumferential backlash.

7. Stress analysis

IGD implements the automatic generation of finite element models for stress analysis of gear sets at any given contact position or for the whole cycle of meshing. It is available for any tooth surface topology including free-form design or flank edge coordinates definition. The FE model can incorporate torsional deformations or shaft deflections. The generated FE models can be exported for main commercial finite element analysis computer programs: ABAQUS, NASTRAN, and ANSYS.

Figure 6 shows the geometric model of a spur gear drive with pinion and gear shafts and two finite element models with and without consideration of the torsional effect on gear tooth surfaces.

8. Conclusions

As a summary, the following conclusions are drawn:

1. Application of modern gear technologies of design and analysis allows the time of development of new gear drives to be drastically reduced, lowering production costs and offering high quality final products wherein gears are applied. Modern gear technologies can be used as well for solving and improving industry gear problems, taking into account that the result of their application is perfectly linked with actual phenomena on gear drives.

2. IGD - Integrated Gear Design software is the ultimate tool for advanced gear design that allows the modern gear theory to be successfully applied into gear industry.

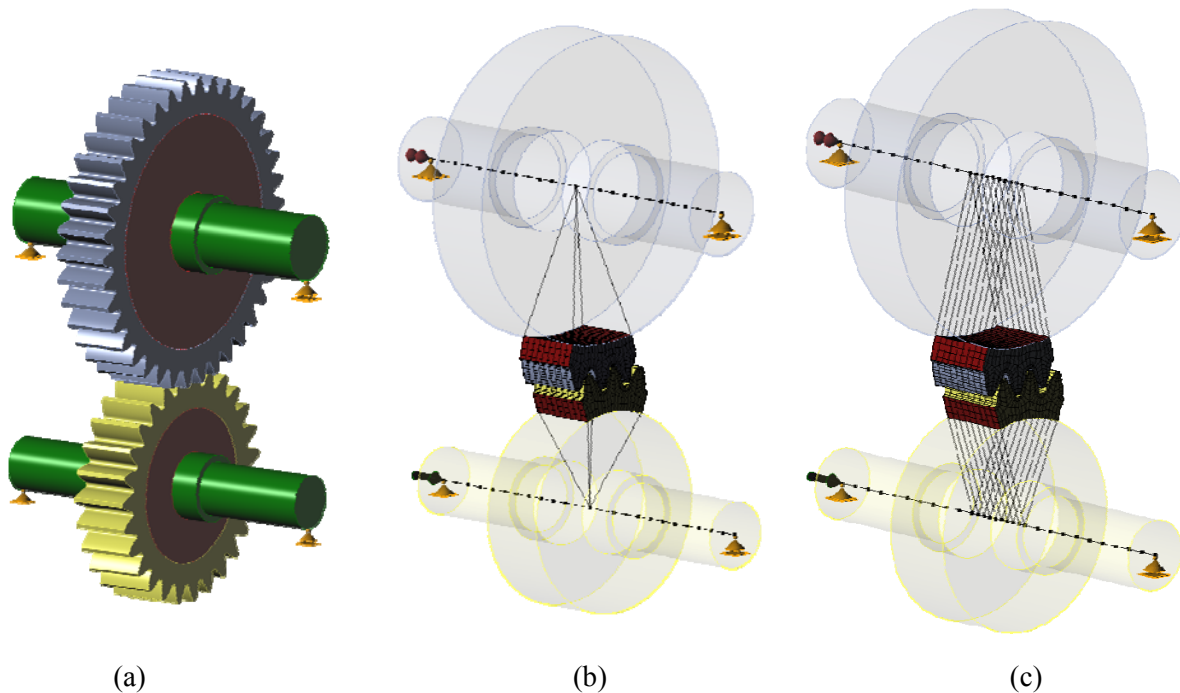


Figure 6. (a) Geometric model of a spur gear drive with supporting shafts; (b) finite element model of gears and shafts, and (c) finite element model of gears and shafts with consideration of torsional deformation.

Acknowledgments

The authors express their deep gratitude to the Spanish Ministry of Economy and Competitiveness (MINECO) for the financial support of research projects ref. DPI2010-20388-C02-01 and IPT-2011-0711-020000 (financed jointly by FEDER) as well as project ref. DPI2010-20388-C02-02.

References

1. Standard ISO 6336-1. Calculations of load capacity of spur and helical gears, 2000.
2. I/AGMA 2001-D04. Fundamental rating factors and calculation methods for involute spur and helical gear teeth, 2004.
3. F. L. Litvin, A. Fuentes, Gear Geometry and Applied Theory, 2nd Edition, Cambridge University Press, New York, (USA), 2004.

DEVELOPMENT OF THE THEORY AND PRACTICE OF SPIROID GEARS

V. I. Goldfarb, Dr. Sc., Prof.

Institute of Mechanics, Izhevsk State Technical University, Russia

Abstract. The paper presents a short historical information and development directions of the design theory of spiroid gears and gearboxes in the Institute of Mechanics of ISTU, aspects of the implementation and development of their production in the “Mechanic” Ltd.

Key words: spiroid gears and gearboxes, theory of design, implementation of production

РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

В. И. Гольдфарб, докт. техн. наук, проф

Институт механики, Ижевский государственный технический университет, Россия

Аннотация. В докладе приводится краткая историческая информация и направления развития теории проектирования спироидных передач и редукторов в Институте механики ИжГТУ, аспекты освоения и развития их производства на предприятии ООО «Механик».

Ключевые слова: спироидные передачи и редукторы, теория проектирования, освоение производства

ВВЕДЕНИЕ

История существования зубчатых передач насчитывает тысячелетия и наполнена большим количеством замечательных событий и выдающихся инженеров и ученых, благодаря которым этот вид техники стал незаменимым. За многие годы появились сотни видов и разновидностей передач, создана стройная теория зубчатых зацепления, одним из выдающихся творцов которой является проф. Ф.Л.Литвин [1,2,3 и др.], разработаны эффективные технологии производства передач, оборудование и инструмент для их реализации. Этот процесс, получивший активное развитие в 19 и 20 столетиях, продолжается с не меньшей интенсивностью в настоящее время, находя новые формы и направления развития.

Одним из таких событий, обративших на себя внимание специалистов, стало изобретение талантливым инженером Oliver Saari в 1954 году спироидной передачи [4], которая благодаря особенностям геометрии и кинематики зацепления и, как следствие, высокой нагрузочной способности, износостойкости, стойкости против ударных и вибрационных нагрузок, технологичности изготовления и монтажа и ряду других достоинств [6], заняла

достойное место среди других передач с перекрещивающимися осями. Первое и достаточно подробное описание передачи и метода ее проектирования было дано в работах W. Nelson [7], а пионером в организации производства спироидных передач и редукторов и широком ее внедрении в различные области техники стала корпорация Illinois Tool Works (США), которая запатентовала названия SPIROID и HELICON (разновидность спироидной передачи с цилиндрическим червяком, также изобретенная О. Saagi [5]) и в 60-70 годы издала обстоятельные каталоги, рекламирующие успешное применение передач в станкостроении, подъемно-транспортной и военной технике, в точных приборах и других областях и демонстрирующие их большие возможности, в том числе возможность получения в одной паре передаточных отношений от 8 до 360.

В России (тогда это был СССР) изучением спироидных передач стали заниматься в Ижевском механическом институте (с 1993 года Ижевский государственный технический университет) молодые ученые Б.Д. Зотов и Н.С.Голубков. Были изготовлены и испытаны первые образцы спироидных редукторов, один из которых долгое время эксплуатировался на Ижевской ТЭЦ, и сделана попытка разработать методику их расчета. Более серьезное развитие эти работы получили в трудах А.К. Георгиева [8,9], организовавшего в 1965 году лабораторию спироидных передач, в которой выросло целое поколение инженеров и исследователей: В.И. Гольдфарб, В.А. Шубин, В.А.Лонг, С.В. Езерская, А.С. Кунивер, С.Д. Маньшин, В.А. Ивайкин, В.А. Модзелевский, Л.Н. Сабуров, Э.К. Шибанов, В.И. Матвеев и другие. Исследования и разработки велись в различных направлениях: создание геометрической теории спироидных передач и метода их инженерного расчета, разработка новых разновидностей, две из которых запатентованы в ряде стран [10,11], разработка конструкции редукторов общемашиностроительного и специального применения, проведение стендовых испытаний, разработка терминологического [12] и ряда отраслевых стандартов.

С 80-х годов центр тяжести работ в области разработки и исследования спироидных передач стал смещаться в СКБ передач, организованное В.И. Гольдфарбом и преобразованное в 1994 году в Институт механики (ИМ) ИжГТУ, ставший основным научным центром в этой области. О работах по развитию теории проектирования спироидных передач и практическому освоению их производства, выполненных в ИМ и созданном на его основе предприятии ООО «Механик», пойдет изложение в настоящей работе.

Замечание. Библиографический список опубликованных работ, посвященных спироидным передачам, превышает 400, из них не менее половины выполнено в ИМ. Здесь и ниже приводится лишь небольшая их часть.

I. РАЗВИТИЕ ТЕОРИИ И ПРАКТИКИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ

Решение данной проблемы является основным научным направлением Института механики. Работы по реализации этой проблемы выполнялись и выполняются в следующих направлениях.

1. Развитие теории сопряженного зацепления спироидной передачи в общем (неортогональном) случае расположения осей звеньев, разработка принципов, структуры, математического обеспечения и средств автоматизированного проектирования и исследования передачи. Результаты этих работ легли в основу докторской диссертации В.И. Гольдфарба [13] (первая из известных четырех докторских диссертаций, посвященных спироидным передачам; остальные три [14,15,16] также выполнены в ИМ) и САПР «SPDIAL» [17], которая была основным инструментом проектирования передач и исследования геометрии, кинематики их зацепления, расчета их силовых показателей.

Фрагментами этого направления стали исследования:

- по анализу и синтезу схем передач [18,19], результатом которых явилось патентование их ряда новых разновидностей [20,21,22 и другие];
- неортогональных спироидных передач [23];
- спироидных передач с червяками, имеющими переменный шаг витков [24];
- комбинированных двухступенчатых передач и редукторов [25];
- точности спироидных передач [26,27].

На основе созданной методологии были разработаны и освоены в серийном производстве редукторы и мотор-редукторы общемашиностроительного применения, передачи станков, автоматических линий, ряда точных устройств.

2. Разработка теории реального спироидного зацепления с учетом возможных погрешностей изготовления, монтажа и деформаций, как элементов передач, так и узлов содержащих их редукторов. Начало работ этого направления было положено докторской диссертацией Е.С. Трубачева [16].

В настоящее время работы этого направления являются основным научным багажом ИМ, позволяя (с помощью воссозданной на основе разработанной методологии САПР “SPDIAL+” [28]) решать, в частности, следующие фундаментальные и имеющие большое практическое значение задачи:

- развитие принципов, структуры и методологии проектирования реальных спироидных передач и редукторов;

- определять точку касания зацепляющихся поверхностей при наличии факторов, нарушающих сопряженный (идеальный) контакт (решение обратной задачи теории зацепления), что в свою очередь открывает широкие возможности для решения целого класса задач, связанных с исследованием влияния практически любых погрешностей, в том числе искусственно вводимых при модификации зубьев для достижения необходимой локализации контакта, на качество зацепления и точность передачи, в том числе построения системы нормирования точности;

- находить положение, размеры, форму мгновенных площадок касания и суммарного пятна контакта в реальном зацеплении;

- управлять положением пятна контакта путем изменения параметров установки и геометрии инструмента при нарезании колеса и червяка; данная задача имеет большое практическое значение для снижения чувствительности передачи к различного рода погрешностям.

Заметим, что разработанные методология, математическое обеспечение, система “SPDIAL+” являются: а) основным инструментом решения проектных и большинства исследовательских задач в ИМ; б) универсальным средством исследования и проектирования не только спироидных, но и червячных цилиндрических передач, что неоднократно проверено на практике.

3. Опираясь на предыдущие работы, активно развивается направление, связанное с оценкой нагруженности, деформативности, прочности передач на основе предложенных моделей нагруженности [29], распределения сил в реальном зацеплении, с использованием МКЭ и опираясь на результаты многочисленных экспериментальных исследований. Одной из важных научных и практических целей этого направления является адекватная оценка прочности спироидной передачи при различных режимах и условиях нагружения. Непосредственно к этому направлению примыкают работы по оценке износостойкости передач [15], начатые В.Н.Анферовым в Свердловском НИИХиммаш [30] и активно развиваемые под его руководством в НГУПС (Новосибирск) в сотрудничестве с ИМ.

4. Технологическое проектирование также представляет собой активно развиваемое научно-практическое направление выполняемых в ИМ работ, без которого невозможно создание эффективного производства.

Помимо решения типовых задач технологического проектирования разработан принципиально новый подход, согласно которому проектирование передачи подчинено двум условиям:

- применение для зубообработки колеса одной из фрез заранее известного весьма ограниченного ряда;
- обеспечение необходимой степени локализации контакта, делающей передачу малочувствительной к погрешностям и деформациям.

Решение первой из этих задач позволяет резко сократить номенклатуру инструмента для нарезания колес достаточно широкой номенклатуры, что в свою очередь ведет к заметной экономии средств, затрачиваемых на изготовление фрез. На основе разработанного подхода решается задача унификации фрез для нарезания зубьев колес. Указанный подход инвариантен по отношению к виду передачи червячного типа. Перспективой развития данного направления является разработка новых производительных схем и оборудования для формообразования зубьев колес и витков червяков.

5. Формализация процесса конструирования редукторов, которая позволит максимально автоматизировать этот процесс. Это новое направление, которое находится в стадии формирования.

6. Применение полимерных материалов для изготовления спироидных колес. Первые работы этого направления [31] показали его перспективу. Развитие работ здесь представляется связанным с применением нанотехнологий.

7. Исследование и разработка методов проектирования новых разновидностей передач, а также передач, имеющих нетрадиционное сочетание параметров, например, передач с малым передаточным отношением (меньше 10).

8. Экспериментальные исследования передач и редукторов, развитие методов контроля, разработка методологии и оборудования для проведения испытаний. Работы этого направления чрезвычайно важны для проверки адекватности разработанного математического и программного обеспечений, накопления данных о состоянии передач и редукторов и их возможностях при различных сочетаниях параметров и условиях нагружения, проверки работоспособности разработанных и изготовленных редукторов. Отвечая на указанные вопросы, результаты испытаний одновременно являются базой для построения на их основе расчетно-экспериментальных моделей оценки важнейших показателей передач и редукторов.

Помимо указанных направлений в ИМ получили развитие работы, связанные с:

- разработкой нового подхода проектирования эвольвентных цилиндрических передач на основе метода блокирующих контуров [32,33], позволяющего прогнозировать качество передачи на ранних этапах проектирования и решать проектную задачу в оптимизационной постановке;

- созданием теории построения систем автоматизированного синтеза объектов и процессов на основе метода характеристики (руководитель работ О.В.Малина [34]).

Выполняя НИР по указанным направлениям, сотрудники ИМ ведут большую работу по разработке конструкции спироидных редукторов и мотор-редукторов для дальнейшего освоения их производства и внедрения в различные отрасли промышленности, технологическую подготовку и сопровождение этого производства на базе научно-производственного предприятия ООО «Механик».

II. ОСВОЕНИЕ ПРОИЗВОДСТВА СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ И РЕДУКТОРОВ

Внедрение разработанных передач и редукторов в промышленность всегда было и остается одной из главных задач. Начиная с первых работ, было сделано большое количество опытных, опытно-промышленных образцов и мелких серий спироидных редукторов. Первое серийное производство разработанных в СКБП спироидных мотор-редукторов транспортных модулей ГАП, механизмов стружкоуборки металлорежущих станков, поворотных устройств вакуумных установок было организовано в начале 80-х годов на заводе «Точмаш» (г. Чайковский). Справедливости ради отметим, что в эти годы на заводе Электростальтяжмаш были спроектированы С.А.Лагутиным и серийно освоены в производстве спироидные редукторы для металлургического оборудования.

В начале 90-х годов в связи с известными событиями многие производства были закрыты и для поддержки вузовских научных школ, основным источником финансирования которых была промышленность, Министерство высшего образования РФ организовало инновационные программы, обязательным условием выполнения которых было внедрение разработок в производство. Начав участвовать в этих программах с 1991 года, Институт механики добился в 1994 году открытия Федеральной Целевой Программы «Прогрессивные зубчатые передачи», став ее головным исполнителем и объединив многие научные школы вузов России. Тогда и возникла и была быстро реализована идея создания самостоятельного производства наукоемких спироидных редукторов и мотор-редукторов в рамках ИМ ИжГТУ на базе оборудования, имеющегося на кафедре КТПМП (тогда «Технология роботизированного производства») в виде научно-производственного предприятия «Механик». На предприятии сначала было освоено производство спироидных мотор-редукторов малых типоразмеров (нагрузочный момент до 100 Нм), а с середины 90-х годов

по заказу ООО «Самараволгомаш», производящего шаровые краны для трубопроводов, начато специализированное производство редукторов трубопроводной арматуры. В настоящее время освоенная в серийном производстве номенклатура для четвертьоборотных редукторов насчитывает 10 наименований (нагрузочные моменты от 500 Нм до 64000 Нм и передаточных отношениях от 6 до 80 в одноступенчатом исполнении и от 100 до 2000 и более – в двуступенчатом) и 3 типоразмера для многооборотных. Особенности конструкции и производства этих редукторов описаны в [35], их потребителями являются крупные арматуростроительные предприятия. Интересно отметить, что созданное уникальное («Механик» является единственным производителем спироидных редукторов ТПА) производство стало в России первым специализированным самостоятельным редукторным производством в арматуростроении.

Очевидно, что все работы на предприятии выполняются при непосредственном участии и по разработкам ИМ. Совместно с кафедрой КТПМП они образуют учебно-научно-производственное объединение, при этом предприятие является производственной базой для проведения лабораторных занятий, производственных практик, внедрения научных разработок при выполнении выпускных и диссертационных работ в конкретное наукоемкое производство.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В статье кратко описаны некоторые исторические аспекты и современное состояние развития научных исследований и производства спироидных передач и редукторов в Институте механики ИжГТУ и на предприятии «Механик». Совершенствование знаний о спироидных передачах, методе их проектирования, разработка новых их видов, конструкций, технологий изготовления, поиск новых материалов, смазок, новых перспективных областей их применения – постоянно в центре внимания коллектива ИМ и предприятия «Механик». Благодаря выполненным работам и судя по известным публикациям, ИМ является мировым лидером в этой области. Активное участие ИМ и ООО «Механик» в подготовке рабочих, инженерных и научных кадров обеспечивает постоянное участие молодежи в их научной и производственной деятельности.

В заключение с благодарностью хочу назвать имена тех, с кем выполнялись и выполняются описанные работы: д.т.н. Е.С.Трубачев, д.т.н. В.Н.Анферов, д.т.н. А.С.Кунивер, д.т.н. О.В.Малина, к.т.н. Ю.В. Пузанов, к.т.н. А.С. Кузнецов, к.т.н. Е.И. Попова, к.т.н. Н.А. Бармина, к.т.н. А.А. Ткачев, к.т.н. Д.В. Кошкин, к.т.н. В.Ю. Пузанов, В.А. Ивайкин, М.П. Надеина, Д.В. Иванов, В.М. Лукин, Т.В. Савельева, А.В. Береснева, А.В. Санников, А.А. Корнилов, М.В. Верещагин, Л.А. Коровкина, Д.В. Пушкарев, А.Ю.

Овчинников, С.В. Косолапов, М.Г. Логунова, А.П. Дашина, Е.В. Королева, З.Е. Попова, Н.Д. Кулябина, Т.В. Григорьева, рабочий коллектив предприятия.

Мы с благодарностью и теплотой помним незабвенных Н.С. Голубкова, Д.П. Громова, Э.К. Шибанова, В.И. Матвеева, С.А. Ленкову.

Библиографические ссылки

1. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968, - 584 с.
2. *Litvin F.L.* Gear geometry and applied theory. Upper Saddle River, -NJ: Prentice Hall, 1994.
3. *Litvin F.L.* Development of Gear Technology and Theory of Gearing. NASA Reference Publication 1406, ARL-TR-150, 1997.
4. *Saari O.* Speed reduction gearing. Pat. USA №26996125, 1954.
5. *Saari O.* Pat. USA №29547046 1961.
6. *Goldfarb V.I.* What we know about spiroid gearing. Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions. China, Vol. 1, Science Press, 2006, p.19-26.
7. *Nelson W.D.* Spiroid gearing. Machine Design, 1961, № 3, p. 136 -144, №4, p. 93 – 100, №5, p. 165 – 171.
8. *Георгиев А.К.* Элементы геометрической теории и некоторые вопросы проектирования и производства гипоидно-червячных передач: дисс... канд. техн. наук, Ижевск, 1965 , -263 с. (научный руководитель проф. Н.В.Воробьев)
9. *Георгиев А.К., Гольдфарб В.И.* Аспекты геометрической теории и результаты исследования спироидных передач с цилиндрическими червяками. Механика машин, - М.: Наука, выпуск 31, 1972, с. 70-80.
10. *Георгиев А.К.* Ортогональная червячно-коническая передача. Авторское свидетельство СССР №201864, опубл. в Б.И. №18, 1967, запатентовано в США и ФРГ.
11. *Георгиев А.К., Гольдфарб В.И.* Зубчатая передача с перекрещивающимися осями. Авторское свидетельство СССР № 208396, опубл. в Б.И. №3, 1968, запатентовано в США, Германии, Англии, Канаде, Франции, Италии, Японии, Швеции.
12. ГОСТ 22850-77. Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения.- Введ. 01.01.79.-М.:Изд-ва стандартов, 1978.-65 с.
13. *Гольдфарб В.И.* Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида: дис. ... докт. техн. наук, Ижевск, 1985, - 415с.

14. *Кунивер А.С.* Теоретические основы синтеза зацеплений модифицированных спироидных цилиндрических передач: дисс...докт. техн. наук, Ижевск, 2001, -342 с. (научный консультант проф. В.И.Гольдфарб).
15. *Анферов В.Н.* Создание приводов подъемно-транспортных машин на основе спироидных передач: дисс... докт. техн. наук, Новосибирск, 2002, - 262 с. (научный консультант проф. В.И. Гольдфарб).
16. *Трубачев Е.С.* Основы анализа и синтеза зацепления реальных спироидных передач: дисс...докт. техн. наук, Ижевск, 2004, -347 с. (научный консультант проф. В.И. Гольдфарб).
17. *Гольдфарб В.И.* Опыт проектирования спироидных передач с использованием диалоговой САПР. Сб.: Разработка и внедрение систем автоматизированного проектирования в машиностроении. – Ижевск, 1983, с. 78-79.
18. *Goldfarb V.I.* The synthesis of nontraditional kind of skew axis gearing. Proceedings of the International Gearing Conference, BGA transmission technology, Newcastle, MEP, London, 1994, p. 513-516.
19. *Русских А.Г.* Автоматизированный синтез схем передач с перекрещивающимися осями: дисс...канд. техн. наук, Ижевск, 1977, - 169 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).
20. А.с. СССР №806935. Неортогональная зубчатая передача с перекрещивающимися осями.- Гольдфарб В.И., Несмелов И.П. – Оpubл. в Б.И. №7, 1981.
21. А.с. СССР №875133. Двухступенчатый зубчатый редуктор. - Гольдфарб В.И., Никитин А.С., Несмелов И.П. – Оpubл. в Б.И. №39, 1981.
22. А.с. СССР №1059325. Двухвенцовая неортогональная зубчатая передача с перекрещивающимися осями. - Гольдфарб В.И., Несмелов И.П., Тетерин А.Н. – оpubл. в Б.И. №45, 1983.
23. *Трубачев Е.С.* Исследование пространства параметров неортогональных спироидных передач: дисс. ... канд. техн. наук, Ижевск, 1999, -170 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).
24. *Исакова Н.В.* Разработка и исследование спироидной передачи с идеальным винтовым параметром витков: дисс... канд. техн. наук, Ижевск, 1999, - 145 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).
25. *Бармина Н.А.* Структурный и параметрический синтез двухступенчатых редукторов со спироидной и цилиндрической передачами: дисс. ... канд. техн. наук, Ижевск. 2002, -183 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).

26. *Абрамов А.И.* Теоретическое и экспериментальное исследование кинематической точности и виброактивности спироидных передач: дисс. ... канд. техн. наук, Ижевск, 1996, - 148 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).
27. *Кошкин Д.В.* Исследование влияния погрешностей и геометрическое моделирование локализованного контакта в спироидной передаче: дисс... канд. техн. наук, Ижевск, 1999, - 159 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).
28. *Трубачев Е.С., Орешин А.В.* САПР спироидных передач. Информационная математика, №1 (3), - М.: Изд. физико-математической литературы, 2003, с. 159-165.
29. *Кузнецов А.С.* Теоретическое и экспериментальное исследование статической нагруженности спироидных передач: дисс... канд. техн. наук, Ижевск, 2005, - 174 с. (научный руководитель проф. Е.С. Трубачев).
30. *Анферов В.Н.* Исследование износостойкости спироидных передач: дисс... канд. техн. наук, Курган, 1982, - 162 с. (научный руководитель проф. Ю.Н. Дроздов, научный консультант проф. В.И. Гольдфарб).
31. *Попова Е.И.* Разработка инструментов и технологии формообразования металлополимерных колес спироидных передач: дисс. ... канд. техн. наук, Ижевск, 2004, - 164 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).
32. *Ткачев А.А.* Разработка системы диалогового проектирования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач: дисс. ... канд. техн. наук, Ижевск, 2001, - 173 с. (научный руководитель проф. В.И. Гольдфарб).
33. *Гольдфарб В.И., Ткачев А.А.* Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.
34. *Малина О.В.* Теория и практика автоматизации структурного синтеза объектов и процессов с использованием методов характеристического анализа: дисс... докт. техн. наук, Ижевск, 2002, - 392 с. (научный консультант проф. В.И. Гольдфарб).
35. *Гольдфарб В.И., Главатских Д.В., Трубачев Е.С., Кузнецов А.С., Лукин В.М., Иванов Д.Е., Пузанов В.Ю.* Спироидные редукторы трубопроводной арматуры. – М.: Вече, 2011, - 222 с.

PHYSICAL MODELING OF SPIROID MESHING FOR EVALUATION OF ANTIFRICTION PROPERTIES OF LUBRICATING OILS

*V.I. Goldfarb, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
gold@udmlink.ru;*

V.N. Anferov, DSc in Engineering, Professor, Siberian State Transport University, tumanik@stu.ru;

A.P. Tkachuk, PhD in Engineering, Siberian State Transport University, tumanik@stu.ru;

I.V. Sergeeva, PhD in Engineering, Siberian State Transport University, ponka.dzu@mail.ru

Abstract: Methods and results of investigating the transmission oil THK Trans Oil SAE 80W antifriction properties for spiroid gearing are presented.

ФИЗИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СПИРОИДНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДЛЯ ОЦЕНКИ АНТИФРИКЦИОННЫХ СВОЙСТВ СМАЗОЧНЫХ МАСЕЛ

*В.И. Гольдфарб, доктор технических наук, профессор,
Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашикова,
gold@udmlink.ru;*

*В.Н. Анферов, доктор технических наук, профессор,
Сибирский государственный университет путей сообщения, tumanik@stu.ru*

*А.П. Ткачук, кандидат технических наук, доцент,
Сибирский государственный университет путей сообщения, tumanik@stu.ru*

*И.В. Сергеева, кандидат технических наук,
Сибирский государственный университет путей сообщения, ponka.dzu@mail.ru*

Аннотация: В статье приводятся результаты экспериментальных исследований антифрикционных свойств трансмиссионного масла THK Транс Ойл SAF 80W-85 GL-4 при различных режимах нагружения на специальной установке для моделирования однопарного контакта в спироидном зацеплении.

Введение

Одним из эффективных путей оценки трибологических свойств материалов, в том числе смазочных, применяемых в парах трения, в частности, в зубчатых зацеплениях, является физическое моделирование их контакта, которое может осуществляться либо при стендовых или эксплуатационных испытаниях передач и редукторов, либо при моделировании на

специальных машинах трения. Для спироидных передач, являющихся объектом изучения в настоящей работе, проблема исследования антифрикционных свойств смазочных материалов особенно актуальна в связи с тем, что для этих передач, представляющих группу передач типа червячных, характерны повышенные значения скорости скольжения в зацеплении, следствием чего естественно являются повышенные потери на трение скольжения и меньшие значения КПД в сравнении, например, с цилиндрическими передачами. В связи с этим знание антифрикционных свойств смазочных материалов и соответствующий их выбор играют большую роль в обеспечении высокого качества зацепления, передачи и редуктора, в целом.

Именно изучение указанных свойств при моделировании зацепления в спироидной передаче рассматриваются ниже.

Метод физического моделирования

Метод физического моделирования базируется на общности физико-механических процессов, происходящих в зоне контакта звеньев передачи и экспериментальных образцов. Моделирование позволяет резко повысить производительность исследований, снизить материальные затраты, изучить влияние отдельных параметров (нагрузки, скоростей, температуры и др.) на процесс взаимодействия элементов передачи в масляной среде.

В качестве метода моделирования выбран метод роликовой аналогии, широко применяемый при исследовании процессов трения и изнашивания в различных передачах [1, 2 и др.]. Для передач различных типов используются различные схемы узла трения роликового стенда [3]. При выборе конкретной схемы принимается во внимание возможность оперативного изменения геометрических и кинематических параметров зацепления для моделирования зацепления передач в достаточно широком диапазоне изменения геометрических и кинематических параметров. Для спироидных передач предпочтительна схема, изображенная на рис. 1.

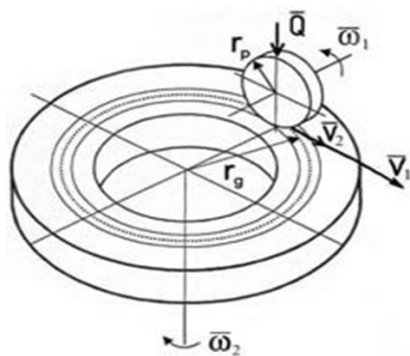


Рис. 1. Узел трения дисково-роликового стенда

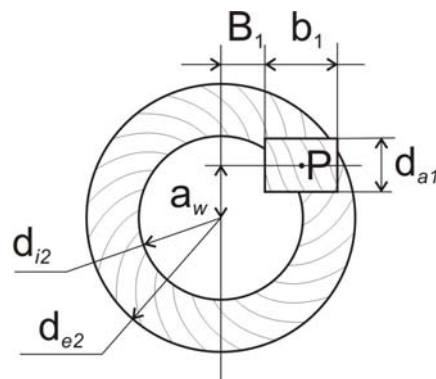


Рис. 2. Схема ортогональной спироидной цилиндрической передачи

Независимым вращением диска и ролика достигается такое задание окружных скоростей v_1 , v_2 и скоростей скольжения v_s , которое соответствует этим параметрам в контакте передачи. В качестве характерной точки для расчета геометрических и кинематических параметров модели выбрана точка Р, находящаяся на делительном цилиндре червяка в середине его зацепляющейся части. Для передачи, характеризующейся основным относительным расположением спироидного червяка и колеса [4], координаты этой точки следующие: $x_p=0$; $y_p=-r_p$; $z_p=0,5(2B_1+b_1)$, r_p – радиус делительного цилиндра червяка; B_1 – удаление ближнего торца зацепляющейся части червяка от межосевой линии передачи; b_1 – зацепляющейся части червяка, практически равная длине поля зацепления (рис.2).

Интенсивность нагрузки q определяли по формуле

$$q = \frac{\pi G}{2b_1 k_{R,L}}$$

где G – суммарная сила в зацеплении, условно сосредоточенная в точке Р;

k_k – коэффициент концентрации нагрузки по длине контактных линий, $k_k=1,0 \dots 1,3$;

$k_{R,L}$ – коэффициент пропорциональности для определения длин линий контакта правых и левых боковых поверхностей витков с соответствующими боковыми поверхностями зубьев колеса, $k_R = 0,95 - 1,05$, $k_L = 1,15 - 1,25$. С увеличением передаточного числа передачи k_R и k_L уменьшаются.

Смазывание образцов на роликовом стенде осуществляется погружением в масло, подаваемое от централизованной системы смазки, температура масла в которой изменяется в пределах 20...130°C.

Программа исследований антифрикционных свойств трансмиссионных масел включала определение коэффициентов трения скольжения в спироидном зацеплении для четырех сортов трансмиссионных масел для сочетания материалов спироидных червяка и колеса сталь 40Х (HRC 48...53) – бронза БрА9Ж4 ГОСТ 1628-78.

Параметры моделируемой цилиндрической спироидной передачи, условия контакта которой воспроизводились на роликовом стенде: межосевое расстояние $a_w=31,5$ мм; передаточное число $u_{12}=49$; осевой модуль витков червяка $m=1,375$ мм; диаметр вершин витков $d_{a1}=25$ мм; внешний диаметр колеса $d_{e2}=100$ мм.

Опыты проводились при температурах подаваемого в контакт масла 20°, 40°, 60°, 80°, 100°C, при частоте вращения ролика (аналога червяка) 600, 800, 1100, 1500 и 2000 мин⁻¹, что соответствовало скоростям скольжения v_s в интервале 1...3,5м/с.

При каждом значении частоты вращения и определенной нагрузке проводили не менее десяти измерений вращающего момента. Если фиксируемые значения момента на валу

ролика отличались незначительно, находили среднее арифметическое из зафиксированных величин. В тех случаях, когда значения момента на валу ролика существенно отличались друг от друга (это явление наблюдалось крайне редко), осуществляли дополнительную приработку образцов, а затем повторяли серию опытов. На каждой ступени нагружения образцы обкатывались под нагрузкой не менее 30 минут с целью получения равновесной шероховатости в контакте, соответствующей условиям режима трения.

Используя рассчитанные по формуле значения вращающих моментов, по заданным силе Q нормального давления в паре ролик – диск, геометрическим параметрам передачи, рассчитанной интенсивности нагрузки и ряду характеристик выбранных материалов по известным [5] формулам определялись значения коэффициентов f трения скольжения. По результатам расчетов были построены графики зависимостей f от контактных напряжений σ_H и скоростей скольжения для различных температур масла.

На рис. 3 в качестве примера приведены зависимости коэффициентов трения скольжения при различных температурах смазочного масла от контактных напряжений σ_H и скоростей скольжения v_s .

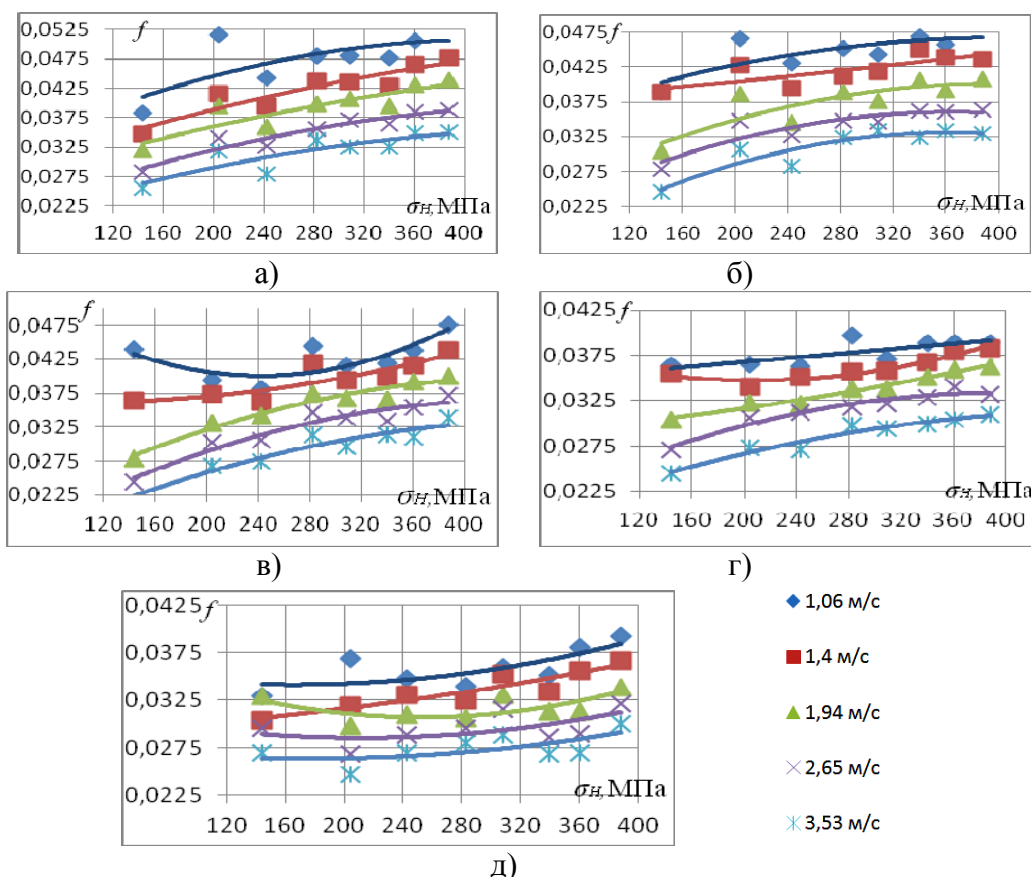


Рис.3. Графики зависимостей коэффициентов трения скольжения от контактных напряжений σ_H и скоростей скольжения при различных температурах масла:
а) при температуре 20°C; б) при температуре 40°C; в) при температуре 60°C;
г) при температуре 80°C; д) при температуре 100°C

Как видно из графиков с увеличением скорости скольжения при значениях рабочих температур смазочного масла в интервале 20...100°C коэффициент трения уменьшается и возрастает по мере увеличения контактных напряжений.

При изменении контактных напряжений от 140 до 400 Мпа не наблюдалось резкого возрастания коэффициента трения, что свидетельствует о возможности увеличить допускаемые контактные напряжения в 1,3...1,5 раза в сравнении с цилиндрическими червячными передачами без опасности возникновения схватывания и заедания активных поверхностей звеньев спироидной передачи.

Полученные экспериментальные данные по оценке антифрикционных свойств трансмиссионных масел используются в расчетной методологии при проектировании приводов непрерывного и периодического действия на основе спироидных передач для определения сил в зацеплении, КПД и ресурса передачи [2].

Библиографические ссылки

1. *Трубин Г.К.* Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз, 1962.- 404 с.
2. *Зак П.С.* Исследование червячных передач и редукторов. ВНИИПТУглемаш, вып. 8, М.: Недра, 1965. – 244 с.
3. *Гольдфарб В.И., Анферов В.Н.* К выбору параметров и схемы узла трения роликового станда при моделировании зацепления спироидных цилиндрических передач // Сборник рефератов второй международной конференции "Stroing inzheneriya 99". Братислава, 1999. С.201-204.
4. ГОСТ 22850-77. Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения.
5. *Анферов В.Н., Гольдфарб В.И.* Расчетно-экспериментальная оценка ресурса по износу спироидных передач. Передачи и трансмиссии. – 2002. - №2.

MODERN TRENDS IN GEAR TESTING

*Y. I. Gutman, Ph.D. in Engineering, Principal Staff Engineer,
MTS Systems Corporation, Minneapolis, USA, yevsey.gutman@mts.com*

Abstract: Time reduction for the quality control applications and for new development is a major thrust of today's trend in gear testing equipment. In addition, a long term potential of the modern test system is in its ability to build a data base of test results and acceptance criteria. This can be extended to the creation of an Expert system that would be used to replace the subjectivity of an evaluation process that currently uses human operators to qualify gear acceptance.

Keywords: Gear testing, single flank test, transmission error

СОВРЕМЕННЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ В ОБЛАСТИ ИСПЫТАНИЙ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Е. И. Гутман, кандидат технических наук, Главный Научный Сотрудник,
MTS Systems Corporation, Миннеаполис, США, yevsey.gutman@mts.com*

Аннотация: Сокращение времени на испытания зубчатых передач - одно из главных направлений в современных методах испытаний. В статье описано проектирование стендов на базе экспертных систем для исключения субъективного влияния оператора на оценку качества продукции.

Ключевые слова: испытания зубчатых колес, контрольно-обкатные станки, кинематическая погрешность

Introduction

In the process of developing a drive-train or transmission the entire system can be broken into the following four groups of components: **gear set – shafts – bearings - housing**.

Each of these groups must be designed, manufactured and tested as individual parts, and when assembled, they are tested again as a final product. During transmission testing it is desirable to create a real-"field" environment which would include external loads at the given rpm as well as an interaction with the input/output shafts motion. Unfortunately, even when a very sophisticated testing equipment is available, such as a dynamometer or complete unit evaluation system, it is impossible to separate the behavior of any particular component out of the total picture. It is an enormous task to find, for example, the contribution of each component to the overall noise or

vibration level, or to the total deflection between the working surfaces due to the stiffness of the shafts, bearings, housing or gear teeth themselves. It is clear, that it would be very desirable to "decouple" the field environmental condition into a series of testing conditions which could be applied to each individual component during its testing. This is done for such components as bearings and shafts: in general, because they "do not care" what applications they have to be used for as long as the proper type and level of load is applied.

The task becomes more difficult in the case of the design and evaluation of the housing because of complexity of shape and the spatial relationships. The most effective method of modeling is a FEA or real testing with a load frame type arrangement when the shape and type of load are given. Obviously, that can be done only if the process of "decoupling" is completed and such parameters as the composite housing system stiffness are determined. Usually this process is very painful and time consuming since it requires many openings on the housing (invasive testing) with a great deal of instrumentation.

1. Quality control vs. durability

There are QC tools available for the gear set evaluation as well, but obviously, this is by far the most difficult task considering all of the rest of the components in the transmission.

Equipment used for gear evaluation as a stand-alone set is called a Single Flank Tester [1,2]. Under SFT both members (gear and pinion) are run in their own spindles at given mounting conditions which can be changed from the nominal during the test. One member drives the other in SFT method with only one side (flank) in contact. Compare it with double flank test where both flanks are in contact without backlash between teeth. SFT method is more natural way to test gears than DFT. In the case of spiral bevel and hypoid gears mounting conditions are usually called as hypoid offset, pinion and gear cone distances and the shaft angle.

From the brief analysis above it follows that, in general, there are three principal approaches which can be applied to evaluate the transmission as a product:

- Test unit on the component basis, where each individual part used in transmission assembly is tested separately per specification designed based on a "decoupled" model of composite field conditions;
- Evaluate an assembled unit using a sophisticated dynamometer type system;
- Perform a functional test in real environmental conditions when unit is installed as a part of the final product such as a helicopter, automobile or heavy equipment.

Each of these approaches has its own merits and must therefore be considered. Analysis of the trade-offs between these types of testing is advantageous.

The performance or durability testing of major components in the laboratory has been done to assure the reliability of the transmission in various long term applications and it has been supported by results of functional testing of the entire vehicle in real field conditions.

The laboratory conditions and type of testing, level of load etc., can be easily changed to determine the limit strength of the components. This is an effective approach in evaluating proper load limits for a particular component and design. Components such as shafts, bearings and even some housings can be tested fairly easily because a limited number of input are used, usually it is a single input. Tests of those components can be conducted for 24/7 continuously without attendance, so it is possible to accomplish a very effective statistical testing procedure in a short time at a low cost.

In conclusion, when the component tests can be controlled and the real environment can be duplicated in lab conditions (especially when a single input is used), the tests are very simple, effective and cost efficient.

2. Single Flank Tester



Fig.1, Control Panel

In the case of a more complex system such as a gear set, the task to simulation real field conditions in the lab is a limiting factor because the specifications and objective criteria need to be defined. Component gear testing prior to assembly into the transmission would require that these criteria be defined. Nevertheless, the attempt to test gears as a component was made through the introduction of above mentioned Single Flank Testers (SFT). The main idea of SFT is to verify the quality of the gear set under fixed and known mounting conditions. For this reason very stiff and precise spindles are used to hold the desired mounting dimensions during the entire test. This test is designed to eliminate the influence of the flexible housing (shafts and bearings) from the "picture" of the Tooth Contact Analysis (TCA). The prime function of the SFT is to visualize the position of the total contact on the gear surface. To avoid deflection of the shafts during this test, the amount of load is usually limited to a very low level. It is very important to realize that those conventional SFT operations are conducted under low speed and under a light load while the dynamometer or field testing simulate real world loads and stresses.

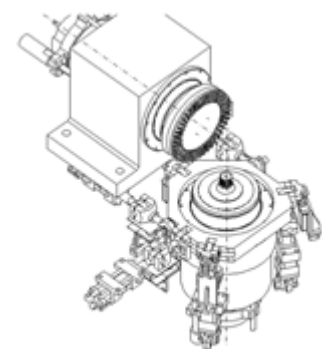


Fig.2, Tester's Topology

These technical drawbacks have made existing SFT in the past less valuable and as a result have restricted the spectrum of applications and the test “popularity”. The technical development of gear

testing devices is significantly behind testing devices available to other industries which not only causes inefficiencies in manufacturing but also results in an inferior final product.

3. GT40 Tester



Fig.3, Side View

Single Flank Tester GT40, presented on Figs.1, 2 and 3, developed by GEI System [3,4] is used here to illustrate new trends in gear testing application. GT40 combines SFT capability with the ability to simulate the rest of the supporting components such as shafts, bearings and housing properties. One of the most critical parts in gear evaluation process is the Transmission Error. Transmission Error (TE) represents an angular relationship between two turning shafts as a function of surface geometry of two working surfaces in mesh. It is often difficult to separate a contribution

to TE from each individual “partner” participating in this meshing. In the gear community it is a known fact that the TE between mating parts is a **composite** function. The test can be integrated with real time software Tooth Contact Analysis and a data acquisition package. This evaluation system would be capable of creating real field conditions in a Laboratory environment through the proper instrumentation and an articulated suspension of one member relative to the other.

Integration of lab transmission evaluation technology

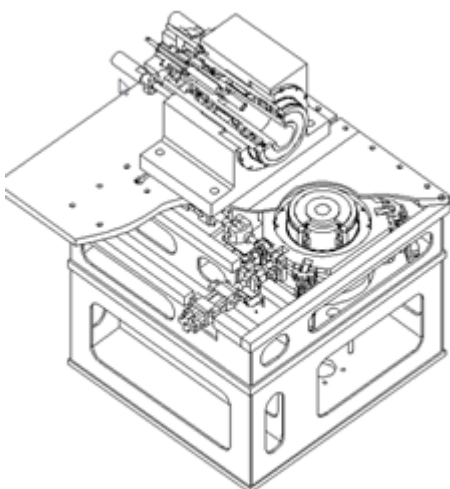


Fig.5, Inside view

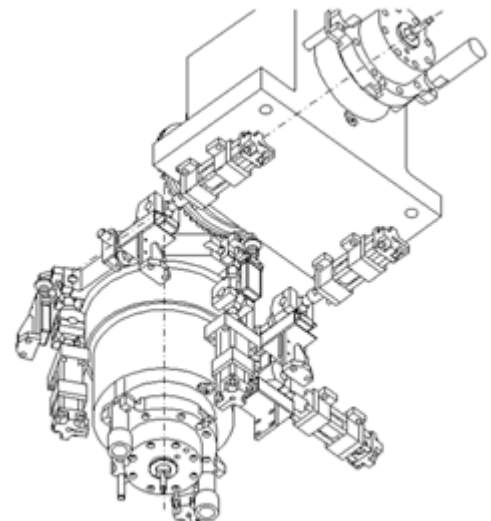


Fig.4, 6DOF System

into the entire product development cycle and the new testing systems will improve the product reliability and performance while reducing the time needed for development, through the cost reduction of time consuming prototype building and real field testing. This new testing technique will provide even more promising information for designers by closing the evaluation loop through the expert system which will include support of an optimization package using database information collected during field testing.

The G40 Hypoid Gear Tester is designed for a

repeatable process of inspection of the Spiral Bevel and Hypoid gears used in the high production and R&D environment.

The tester is designed with one spindle stationary attached to the main mounting frame and the second spindle mounted on a 6DOF articulation system, Fig.4. A few different configurations for the suspension system can be used. One of them can be configured as a 6DOF Stewart platform also known as a hexapod. The other configuration can be in form of traditional 6DOF table. In both cases the 6DOF actuator system provides a 4DOF pinion spindle articulation.

An exact nominal mounting position established during the calibration procedure is used here as a reference frame for relative fine movement of the gear/pinion spindle in all four DOF. Spindle suspension system is built to perform a precise positioning of a one member relative to another stationary member. This is achieved through the use of an articulated suspension, Fig.5, system which consists of:

- Servo-controlled actuation system built on 6 actuators for fine settings and position control;
- Feedback sensor network for monitoring/control gear position relative to pinion position;
- Precision spindles with integrated optical encoders, DC direct drives and work holding

components.

4. Components



Fig.6, Optical Encoder



Fig.7, DC motor stator



Fig.8, Water Cooling Sys

It is very important to avoid any source of “vibration” introduced by test system so it would not contaminate the original TE developed by the gear set. To achieve that requirement, GT40 has been designed without use of any gears, belts, pulleys, etc. Both instrumented spindles equipped with

high power density integrated frameless direct DC drives with independent water cooling system. For high accuracy TE analysis each spindle contains a set of high resolution optical encoders. Combination of high speed data acquisition system and optical encoder delivers a sub-micro radian accuracy in establishing a true transmission error function.

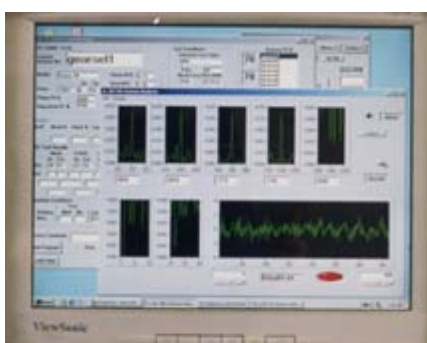


Fig.9, Screen View

It is known that the stiffness of the housing can be “projected” in 3D space along four major virtual coordinates associated with shafts directions, hypoid offset direction and shaft angle. Due to the closed loop control system specifically developed for hydro-static suspension, GT40 can perform a real time “adjustment” of all four mounting conditions such as hypoid offset, pinion and gear cone distances, and shaft angle at a high frequency rate. This feature allows the control system to “dial-in” the virtual stiffness of the housing and to model the “real” mounting conditions under the desired load. This feature, ‘dial-in’ stiffness, presents the opportunity to run a SFT with gear and pinion under the “light” load and mounted on a very rigid spindles but moved like if the heavy loads are applied to the gear set.

Conclusion

Gear industry and particularly the testing segment of that have been trailing behind other industries for the past 10-20 years. It looks like the modern technology finally has found the way to the traditional gear applications. The progress is very visible especially in areas of instrumentation, computer control, FEA and synthesis of surfaces based on new methods and CNC generation.

Reference

1. *360T Universal Gear Tester*, Gleason Corporation,. Rochester, New York, USA
2. *Oerlikon T60, CNC Bevel and Hypoid Gear Tester*. Oerlikon Corporation, Switzerland
3. "*Gear Testing Method and Apparatus for Inspecting The Contact Area Between Mating Gears*", US Patent 5,373, 735, Dec. 20, 1994
4. "*Gear Tester Controlling Selected DOF*" , US Patent 5,219, 389, Jun.15, 1993

METHODS OF ANALYTICAL CALCULATION OF THE REAL CONTACT RATIO OF SPUR GEARS

N. N. Ishin, PhD in Engineering, Ass. Prof., The Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus, Minsk, nik_ishin@mail.ru;

A. M. Goman, PhD in Engineering, Ass. Prof., The Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus, Minsk, arcady.mih@tut.by;

A. S. Skorokhodov, PhD in Engineering, The Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus, Minsk, skanst@yandex.ru

Abstract: Methods of analytical calculation of the real contact ratio of spur gears, considering influence of base pitch errors, deformation of teeth, dynamic processes, damping is proposed. Comparison of calculated and experimental values of contact ratio has displayed their quite satisfactory coincidence.

Keywords: gearing, contact ratio, pitch, error, deformation

МЕТОДИКА АНАЛИТИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ФАКТИЧЕСКОГО КОЭФФИЦИЕНТА ПЕРЕКРЫТИЯ ПРЯМОЗУБЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Н. Н. Ишин, кандидат технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь, nik_ishin@mail.ru;

А. М. Гоман, кандидат технических наук, доцент, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь, arcady.mih@tut.by;

А. С. Скороходов, кандидат технических наук, Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси, г. Минск, Беларусь, skanst@yandex.ru

Аннотация: Предложена методика аналитического расчёта фактического коэффициента перекрытия прямозубой цилиндрической зубчатой передачи, учитывающая влияние погрешностей шагов зацепления, деформаций зубьев, динамических процессов, демпфирования.

Ключевые слова: зубчатая передача, коэффициент перекрытия, шаг зацепления, погрешность, деформация

Введение

При расчётах зубчатых передач на прочность и определении резонансных режимов их работы используется теоретическое значение коэффициента перекрытия ε_α , рассчитанное из геометрических соображений для идеально изготовленных зубчатых колёс согласно формулам, приведенным в стандартах [1 - 3]. Вместе с тем, из экспериментальных исследований [4] и результатов виртуального

моделирования [5, 6] известно, что фактический коэффициент перекрытия прямозубых зубчатых передач ε_{α}^P значительно отличается от теоретического ε_{α}^T вследствие погрешностей изготовления и монтажа и значительных внутренних динамических нагрузок в передачах.

1. Процесс перехода нагрузки с впереди идущей пары зубьев на пару зубьев, вошедшую в зацепление, при кромочном контакте

Эквивалентная динамическая схема, имитирующая работу зубчатых колес при кромочном ударе в момент перехода нагрузки с одной пары зубьев на две, представлена на рисунке 1 [7]. В этой схеме массы зубчатых колёс, приведенные к основным окружностям, изображены в виде приведенной массы μ_{np} , а две пары сопряжённых зубьев заменены пружинами, имеющими удельные жёсткости C_c и C_k (соответственно срединная и кромочная). При этом удельная жесткость C_c принадлежит находящейся в зацеплении впереди идущей паре зубьев 1-1', а удельная жесткость C_k – вступающей с кромочным ударом в зацепление новой паре зубьев 2-2'.

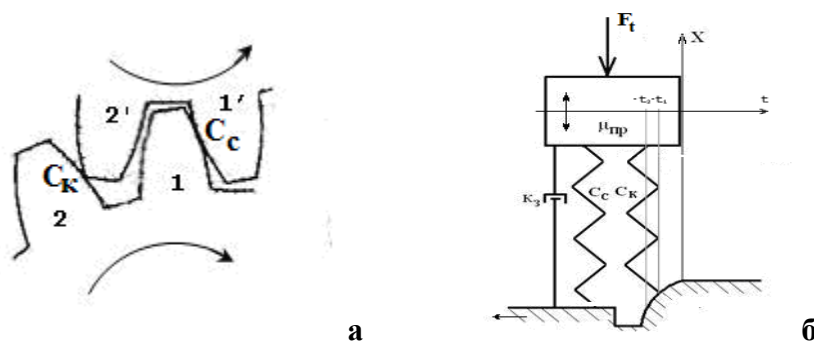


Рисунок 1. Схема зацепления (а) и эквивалентная динамическая схема (б) зубчатой пары

Весь процесс перехода нагрузки с пары зубьев C_c на пару C_k можно разделить на четыре периода. В **первый период** зацепления вся нагрузка F_t передается парой зубьев C_c . В течение **второго периода** с момента времени $t=-t_2$ (рисунок 1) в зацепление вступает пара зубьев C_k , начиная деформироваться и воспринимая все большую и большую нагрузку, разгружая при этом пару зубьев C_c . Значение времени t_2 находится из выражения

$$t_2 = \sqrt{2p(\Delta_0 + \delta_c)}, \quad (1)$$

где параметр p определяется числом зубьев ведущего и ведомого колёс, модулем зубчатой передачи [4]; Δ_0 – разность основных шагов входящих в зацепление сопрягаемых зубьев; δ_c – деформация пары зубьев, находящейся в зацеплении до момента кромочного удара.

Третий период начинается с момента времени $t = -t_1$. Вся нагрузка при этом передаётся одной парой C_k .

Четвертый период относится к выходу пары зубьев C_k на линию зацепления. Колебательный процесс в зубчатой передаче в течение четвертого периода может протекать при участии только одной пары зубьев C_k (однопарное зацепление), либо при движении приведенной массы вниз ($\dot{x} < 0$) при величине перемещения $x \leq \delta_c$ происходит подключение второй пары зубьев C_c и начинается процесс двухпарного зацепления. При этом чередование однопарного и двухпарного зацеплений продолжается в течение некоторого времени t^* . Таким образом, при первом виде колебаний двухпарное зацепление прямозубой передачи имеет место в промежутке времени Δt_1 , при втором виде колебаний – Δt_2 :

$$\Delta t_1 = |t_2| - |t_1|, \quad \Delta t_2 = |t_2| + t^* . \quad (2)$$

2. Порядок расчета коэффициента перекрытия следующий

1. Задаются исходные данные.
2. Вычисляется параметр p зубчатой передачи из соотношения

$$p = \frac{m \cos \alpha}{4NV^2} , \quad (3)$$

где V – окружная скорость; m – модуль зубчатого колеса; α – угол зацепления.

Параметр N определяется числом зубьев ведущего и ведомого колёс по графику [4].

3. Вычисляется деформация передней пары зубьев

$$\delta_c = \frac{F_t}{C_{cp}} . \quad (4)$$

Вследствие того, что априори значение фактического коэффициента перекрытия не известно, в первом приближении при расчете деформации δ_c выбираем значение $C_{cp} = 0,5(C_k + C_c)$.

4. Определяется действующая ошибка в зацеплении пары зубьев Δ_0

$$\Delta_0 = \Delta - \Delta_k , \quad (5)$$

где Δ_k – компенсационная величина, отражающая влияние масляного слоя; Δ – разность основных шагов сопрягаемых зубьев.

5. Определяется время нахождения пары зубьев на нерасчетном участке зацепления зубьев $t = -t_2$

$$t_2 = \sqrt{2 \cdot 10^2 \cdot p(\Delta_0 + \delta_c)} , \quad (6)$$

6. Вычисляется собственная частота незатухающих колебаний зубчатой пары

$$\omega_0 = \sqrt{Cb_w / \mu_{np}} , \quad (7)$$

где $\mu_{np} = \frac{I_1}{r_{b1}^2} \cdot \frac{I_2}{r_{b2}^2} / \frac{I_1}{r_{b1}^2} + \frac{I_2}{r_{b2}^2}$ – приведенная масса зубчатой передачи [1], кг;

$C=C_k+C_c$ – суммарная удельная жесткость двух пар зубьев; I_1, I_2 – полярные моменты инерции масс относительно оси вращения шестерни и колеса, кг·м².

7. Коэффициент затухания h для зубчатой передачи вычисляется по формуле

$$h = \frac{\alpha_f \omega_0}{2}, \quad (8)$$

где α_f – коэффициент затухания, определяемый экспериментально.

8. Вычисляется собственная частота затухающих колебаний при двухпарном зацеплении

$$\omega_* = \sqrt{\omega_0^2 - h^2} \quad (9)$$

9. Рассчитываются постоянные интегрирования D_1, D_2

$$D_1 = \frac{C_k \cdot 10^{-2}}{C \omega_0^2 p} [-\sin \omega_* t_2 + \omega_* t_2 \cos \omega_* t_2], \quad D_2 = \frac{C_k \cdot 10^{-2}}{C \omega_0^2 p} [-\cos \omega_* t_2 - \omega_* t_2 \cos \omega_* t_2] \quad (10)$$

10. Из трансцендентного уравнения находится время t_1 полного выхода пары зубьев C_c из зацепления

$$e^{h(t_2-t_1)} (D_1 \sin \omega_* t_1 + D_2 \cos \omega_* t_1) + \frac{C_k}{C} (\Delta_0 + \delta_c - \frac{t_1^2}{2 \cdot 10^2 p} + \frac{1}{10^2 p \omega_0^2}) = \delta_c. \quad (11)$$

11. Вычисляется собственная частота незатухающих колебаний при однопарном зацеплении

$$\omega_k = \sqrt{C_k b_w / \mu_{np}} \quad (12)$$

12. Вычисляется собственная частота затухающих колебаний при однопарном зацеплении

$$\omega_{*k} = \sqrt{\omega_k^2 - h^2}. \quad (13)$$

13. Рассчитываются произвольные постоянные A_1 и A_2

$$A_1 = (\delta_c - A) \sin \omega_{*k} t_1 + \frac{1}{\omega_{*k}} (\dot{x}_1(t_1) + \frac{t_1}{p}) \cos \omega_{*k} t_1, \\ A_2 = (\delta_c - A) \cos \omega_{*k} t_1 - \frac{1}{\omega_{*k}} (\dot{x}_1(t_1) + \frac{t_1}{p}) \sin \omega_{*k} t_1, \quad (14)$$

где $A = (\Delta_0 + \delta_c - \delta_k + \frac{1}{10^2 \omega_k^2 p}) - \frac{t_1^2}{2 \cdot 10^2 p}$, $\dot{x}_1(t_1) = e^{h(t_2-t_1)} \omega_* (D_1 \cos \omega_* t_1 - D_2 \sin \omega_* t_1) - \frac{C_k}{C} \frac{t_1}{10^2 p}$.

14. Устанавливается закон перемещения приведенной массы в четвертом периоде при $t \geq 0$ при однопарном зацеплении

$$x = e^{h(t_1-t)} (B_1 \sin \omega_{*k} t + B_2 \cos \omega_{*k} t) + (\Delta_0 + \delta_c - \delta_k), \quad \dot{x} = e^{h(t_1-t)} \omega_{*k} (B_1 \cos \omega_{*k} t - B_2 \sin \omega_{*k} t), \quad (15)$$

где $B_1 = A_1$, $B_2 = A_2 + \frac{e^{-ht_1}}{10^2 p \omega_k^2}$.

15. Если в четвертом периоде при движении приведенной массы вниз ($\dot{x} < 0$) величина перемещения x остается большей δ_c ($x \geq \delta_c$), то не происходит подключение второй пары зубьев C_c и продолжается процесс однопарного зацепления. В этом случае продолжительность двухпарного зацепления рассчитывается по формулам (2).

16. Если величина перемещения приведенной массы при движении вниз ($\dot{x} < 0$) в четвертом периоде x становится меньше δ_c ($x \leq \delta_c$), то происходит процесс подключения второй пары зубьев C_c и начинается процесс двухпарного зацепления. При последующем увеличении величины перемещения при движении приведенной массы вверх ($\dot{x} > 0$) и достижении значения δ_c зацепление опять становится однопарным и т.д. Для определения времени t^* чередования однопарного и двухпарного зацеплений в первом приближении можно воспользоваться зависимостью (6).

17. Определяется величина периода зубцовой частоты T_z

$$T_z = \frac{60}{nz_1}. \quad (16)$$

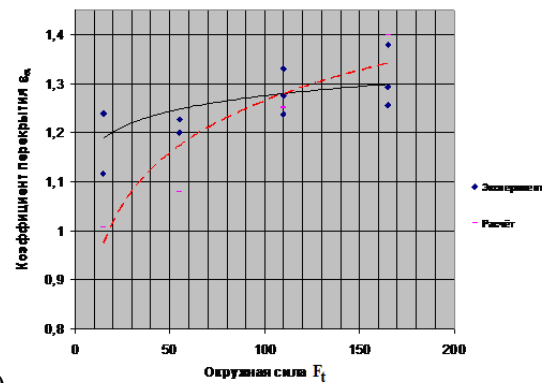
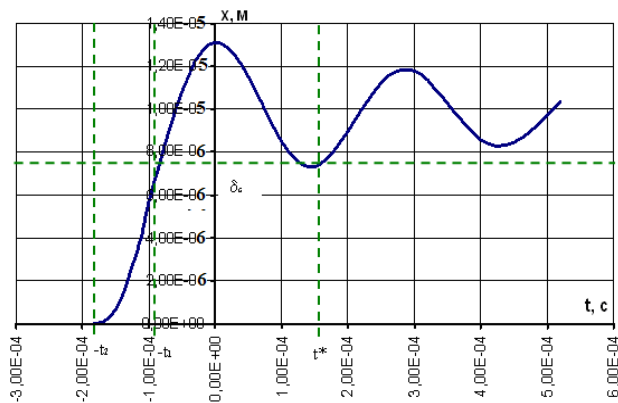
18. Определяется фактический коэффициент перекрытия зубчатой передачи

$$\varepsilon_\alpha^p = 1 + \frac{\Delta t_{1,2}}{T_z}. \quad (17)$$

График изменения во времени функции перемещения приведенной массы x в течение второго, третьего и четвертого периодов при $P_n=110$ кН/м для зубчатой пары $z_1=40$; $z_2=40$; $m=0,3$ см; разность основных шагов сопрягаемых зубьев $\Delta=17 \cdot 10^{-6}$, м; коэффициент затухания $\alpha_f=0,1$ показан на рисунке 2, а. На рисунке 2, б представлены графики изменения расчётных и экспериментально найденных с учетом динамических процессов в зацеплении коэффициентов перекрытия в зависимости от окружной силы.

Заключение

Предложенная методика позволяет провести аналитический расчёт фактического коэффициента перекрытия прямозубой цилиндрической зубчатой передачи с учетом влияния погрешностей шагов зацепления, деформаций зубьев, динамических процессов, демпфирования. Сравнение расчётных и экспериментальных значений коэффициентов перекрытия показывает вполне удовлетворительное их совпадение.



а)

б)

Рисунок 2. Результаты расчета.

а) функция перемещения приведенной массы при $F_t=110$ кНм ; б) расчётный и экспериментальный коэффициент перекрытия в зависимости от окружной силы

Библиографические ссылки

1. ГОСТ 21354 – 87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность.
2. ISO 6336-1:2006 Calculation of load capacity of spur and helical gears - Part1: Basic principles, introduction and general factors of influence.
3. ANSI/ AGMA 2001 – C95. Fundamental Rating Factor and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth.
4. Берестнев О.В. Экспериментальные исследования динамических нагрузок и виброакустических характеристик передач с самоустанавливающимися зубчатыми колёсами / О.В. Берестнев, В.К. Гринкевич, Н.Н. Ишин, А.М. Гоман, А.С. Скороходов. – Мн. Оперативно-информационные материалы. Институт проблем надёжности и долговечности машин АН БССР, 1987. – 98с.
5. Houser D. R. Profile Relief and Noise Excitation in Helical Gears / Donald R. Houser, Jonny Harianto // ISO to AGMA. Gear Solutions, March 2005, p.32-39.
6. Maclellan L. An analytical method to determine the influence of shape deviation on load distribution and mesh stiffness for spur gears // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Part C: Journal of Mechanical Engineering Science. 2002. – v.216. – p. 1005 – 1016.
7. Н.Н. Ишин, А.М. Гоман А.С., Скороходов А.С.. Влияние динамических процессов в прямозубых зубчатых передачах на коэффициент перекрытия. Вісник Національного Технічного університету «ХПІ». Збірник наукових прац, тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ». Вип. №27. 2010, стр. 61-75.

EVALUATION OF SEPARATOR THICKNESS OF DISPHERICAL GEAR WITH INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS

O. P. Ivkina, Student, Tomsk Polytechnical University, MiaRaikon@yandex.ru;

A. V. Cheremnov, Assistant, Tomsk Polytechnical University, arsenij85@sibmail.com;

An I-Kan, DSc in Engineering, Professor, Tomsk Polytechnical University, igwan@sibmail.com

Abstract: A bevel gearing with intermediate ball rolling elements is considered. The relation is obtained, which allows determining the thickness of a separator of a dimensioned gear with intermediate rolling elements, depending on basic geometrical characteristics.

Keywords: gear, rolling elements, separator

ОЦЕНКА ТОЛЩИНЫ СЕПАРАТОРА ДИСФЕРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРОМЕЖУТОЧНЫМИ ТЕЛАМИ КАЧЕНИЯ

О. П. Ивкина, студент, Томский политехнический университет, MiaRaikon@yandex.ru;

А. В. Черемнов, ассистент, Томский политехнический университет, arsenij85@sibmail.com;

*Ан И-Кан, доктор технических наук, профессор, Томский политехнический университет,
igwan@sibmail.com*

Аннотация: Рассмотрена коническая передача с шариковыми промежуточными телами качения. Получено выражение, позволяющее определить толщину сепаратора пространственной передачи с промежуточными телами качения, в зависимости от основных геометрических параметров.

Ключевые слова: передача, тело качения, сепаратор

Введение

Зубчатые передачи являются неотъемлемой частью большинства машин. Среди множества разновидностей зубчатых передач наиболее перспективными являются передачи с промежуточными телами качения (ПТК). Однако, информация, встречающаяся в литературе, относится в основном к плоским передачам с ПТК [1, 2]. Пространственные передачи с ПТК освещены достаточно лаконично, преимущественно в патентной литературе.

Расчеты

На рис. 1 приведена модель пространственной передачи с ПТК, позволяющая передать движение под углом [3]. Данная передача может быть выполнена как на сферической, так и на конической поверхностях. В случае, когда в качестве формообразующей поверхности

применяется конус, необходимо достаточно точно определять толщину сепаратора. При этом желательно получить возможно большую толщину сепаратора, что облегчит технологию его изготовления.

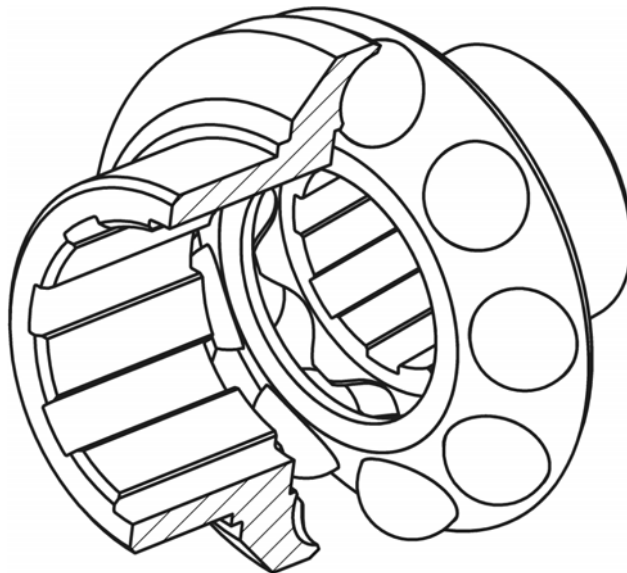


Рис. 1. Дисферическая передача

Толщина сепаратора t напрямую зависит от перекрытия тела качения x (рис. 2)

$$t = x - 2k ,$$

где k – минимальная глубина периодической дорожки качения.

Величина перекрытия определяется зависимостью

$$x = 2r_{uw} - s ,$$

где s – ход тела качения, r_{uw} – радиус тела качения.

Таким образом, выражение для определения толщины сепаратора примет вид

$$t = 2r_{uw} - s - 2k . \tag{1}$$

В процессе передачи движения тело качения перемещается из крайнего правого положения в крайнее левое. Размах, или ход тела качения s , измеренный между центральными точками, (рис. 2) может иметь различные значения. В случае, если перемещение тела качения s превысит значение $2r_{uw}$, произойдет раскрытие кинематической пары, что, в свою очередь, может привести к заклиниванию передачи. В случае отсутствия перемещения $s=0$ будут иметь место гладкие дорожки качения, как в шарикоподшипниках. Таким образом, значение перемещения должно удовлетворять условию $0 < s < 2r_{uw}$.

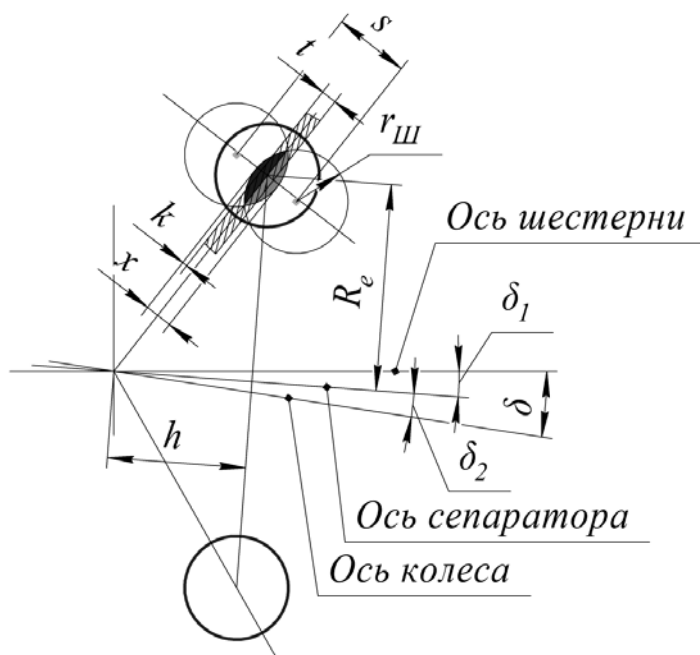


Рис. 2. Расчетная схема

Выразим величину перемещения тела качения s через известные параметры передачи. Полное перемещение определим как сумму перемещений тела качения относительно центрального положения

$$s = s_1 + s_2, \quad (2)$$

s_1 и s_2 – крайние положения тела качения относительно шестерни и колеса соответственно.

Определим перемещение s_1 . Расчетная схема приведена на рис. 3.

Из рис. 3 видно, что перемещение s_1 определится выражением

$$s_1 = \sqrt{R^2 + R^2 - 2R^2 \cos \alpha_1} = R \cdot \sqrt{2} \cdot \sqrt{1 - \cos \alpha_1}, \quad (3)$$

где R – радиус траектории движения тела качения, α_1 – угол несовпадения аксоид колес.

Из рис. 3 видно, что радиус траектории движения тела качения может быть найден выражением

$$R = \sqrt{h^2 + R_e^2}. \quad (4)$$

Здесь R_e – радиус расчетной окружности, h – высота аксоиды.

Угол рассогласования аксоид определим как (рис. 3)

$$\alpha_1 = 2q_2 - 2q_1. \quad (5)$$

q_1, q_2 – половины углов при вершинах аксоид сепаратора и шестерни. Согласно рис. 3, угол

при вершине аксоиды шестерни может быть найден как $q_2 = q_1 + \delta_1$,

подставив значение угла в (5) получим

$$\alpha_1 = 2q_1 + 2\delta_1 - 2q_2 = 2\delta_1. \quad (6)$$

Подставляя уравнения (4) и (6) в (3) найдем уравнение для определения перемещения s_1

$$s_1 = \sqrt{2} \cdot \sqrt{h^2 + R_e^2} \cdot \sqrt{1 - \cos 2\delta_1}. \quad (7)$$

Здесь δ_1 – угол передачи движения между шестерней и сепаратором.

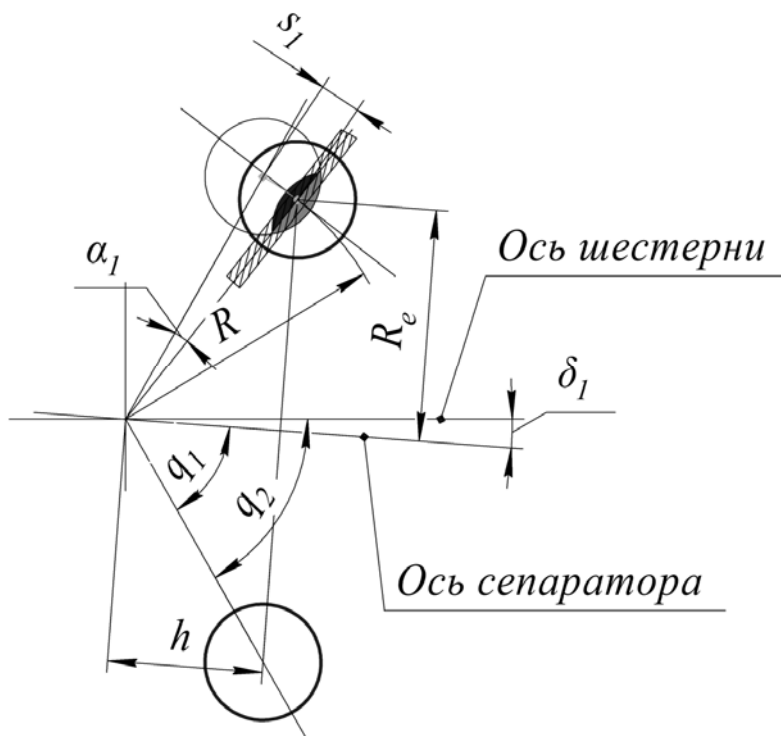


Рис. 3. Определение перемещения

Аналогичным образом может быть найдено перемещение s_2 . Приведем конечный результат

$$s_2 = \sqrt{2} \cdot \sqrt{h^2 + R_e^2} \cdot \sqrt{1 - \cos 2\delta_2}, \quad (8)$$

где δ_2 – угол передачи движения между сепаратором и колесом.

Подставляя выражения (7) и (8) в уравнения (2) определим полное перемещение тела качения

$$\begin{aligned} s &= \sqrt{2} \cdot \sqrt{h^2 + R_e^2} \cdot \sqrt{1 - \cos 2\delta_1} + \sqrt{2} \cdot \sqrt{h^2 + R_e^2} \cdot \sqrt{1 - \cos 2\delta_2} = \\ &= \sqrt{2} \cdot \sqrt{h^2 + R_e^2} \cdot (\sqrt{1 - \cos 2\delta_1} + \sqrt{1 - \cos 2\delta_2}) \end{aligned}$$

Заменив в уравнении (1) значение перемещения полученным выражением, после ряда преобразований, окончательно будем иметь

$$t = 2r_u - 2 \cdot \sqrt{h^2 + R_e^2} \cdot (\sin \delta_1 + \sin \delta_2) - 2k.$$

Заключение

Полученное выражение связывает основные геометрические параметры рассматриваемой передачи, и позволит на раннем этапе проектирования подобрать оптимальную толщину сепаратора.

Библиографические ссылки

1. *Панкратов Э.Н.* Проектирование механических систем автоматизированных комплексов для механообрабатывающего производства. - Томск: Изд-во ТГУ, 1998. – 295 с.
2. *Янгулов В.С.* Кинематическая погрешность волновой передачи с промежуточными телами качения // Известия Томского политехнического университета. - 2009 - Т. 314, - № 2 - С. 49 – 54.
3. Дисферическая передача свободного качения: Решение о выдаче патента на изобретение Рос. Федерация. № 2011106690/11; заявл. 22.02.2011; опубл. 02.02.2012, – 4 с.

THE CYLINDRICAL GEARS QUALITY RISE ON THE BASIS OF THEIR PRODUCTION PROCESSES SIMULATION

*M. M. Kane, DSc in Engineering, Professor,
Belorussian National Technical University, Kane_08@mail.ru*

Abstract: The paper considers the principle relations of cylindrical gears quality parameters forming at their tooth cutting and change of these parameters at basic operations of gear production. The possibility of simulating these processes by statistical methods and applying the received data when designing the processes of gear production is shown. The offered methods allow improving the gear quality parameters by 20-40% without essential additional expenditures, making easier the solution of the task of manufacturing design automation.

Keywords: cylindrical gears, quality, simulation of production processes, statistical methods

ПОВЫШЕНИЕ КАЧЕСТВА ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

*М.М. Кане, доктор технических наук, профессор,
Белорусский национальный технический университет, Kane_08@mail.ru*

Аннотация: В статье рассмотрены основные закономерности формирования параметров качества зубьев цилиндрических шестерен при их зубонарезании и изменения этих параметров на основных операциях обработки шестерен. Показана возможность моделирования этих процессов статистическими методами и применения полученных данных при проектировании процессов изготовления шестерен. Предложенные методы позволяют без существенных дополнительных затрат улучшить параметры качества шестерен на 20 – 40%, облегчают решение задачи автоматизации технологического проектирования.

Ключевые слова: цилиндрические зубчатые колеса, качество, моделирование процессов изготовления, статистические методы

1. Введение

Цилиндрические зубчатые колеса (ЦЗК) относятся к числу наиболее распространенных, сложных и ответственных деталей машин. При их изготовлении применяют многооперационные технологические процессы. Наши исследования показали, что при обработке базовых поверхностей (центрального отверстия и торцев венца), а также зубьев имеет место технологическая наследственность. Она проявляется в закономерном изменении характеристик качества ЦЗК на всех операциях их обработки. В таких условиях качество деталей машин зависит как от состояния оборудования и оснастки, так и от правильности выбора маршрута обра-

ботки и требований к качеству деталей на промежуточных операциях их обработки. Нами предложены методики решения двух последних задач на примере обработки ЦЗК средних модулей ($m = 2...6$ мм), используемых в авто-, тракторо- и станкостроении.

2. Формирование параметров точности ЦЗК при зубонарезании

После выбора оборудования и оснастки для операции зубонарезания регулирование качества ЦЗК после этой операции возможно в основном за счет изменения требований к точности заготовок, поступающих на зуборезный станок, и режимов зубонарезания.

Для оценки возможности управления с помощью технологических методов процессом зубонарезания цилиндрических шестерен мы выполнили исследования влияния 3 показателей точности базовых поверхностей заготовок колес на 14 показателей точности зубьев при зубофрезеровании и зубодолблении, а также влияния скорости резания V и подачи S при зубофрезеровании червячной фрезой на 4 показателя точности зубьев и 4 параметра качества поверхности зубьев. В результате этих исследований было установлено:

1. Большинство показателей точности зубьев цилиндрических шестерен при зубофрезеровании червячной фрезой и зубодолблении тесно взаимосвязаны с показателями точности базовых поверхностей заготовок колес при зубонарезании (биением опорного торца заготовки E_T , диаметральным зазором ΔD_0 в сопряжении колесо-оправка зуборезного станка, на которой установлена заготовка). Коэффициенты множественной корреляции $R_{y \times x_1 \times x_2}$ (где y – значения показателей точности зубьев после зубонарезания; x_1, x_2 – $E_T, \Delta D_0$) в выполненных опытах изменялись в пределах 0,3 – 0,85. Доля погрешностей базовых поверхностей заготовок в дисперсии показателей точности зубьев при зубонарезании достигает 72%.

2. Повышение точности и жесткости зуборезного оборудования увеличивает степень влияния базовых поверхностей заготовок на точность зубонарезания.

3. Взаимосвязи $y = f(E_T, \Delta D_0)$ с достаточной точностью ($\epsilon_{ср.} = 12 - 26\%$) могут быть описаны зависимостью

$$y = a_0 + a_1 \cdot E_T + a_2 \Delta D_0 \quad (1)$$

Это открывает возможность их моделирования с целью оптимизации значений E_T и ΔD_0 или прогнозирования точности зубонарезания.

4. Поскольку разброс характеристик степени тесноты рассматриваемых взаимосвязей составил 150 – 600% в различных условиях зубонарезания, наиболее точное их описание для конкретных условий обработки колес может быть получено лишь экспериментальным путем с помощью статистических методов.

5. Взаимосвязи рассмотренных параметров качества зубьев (y) с V и S при зубофрезеровании являются линейными или нелинейными и с достаточной точностью ($\epsilon_{ср.} = 5,2 - 21,6\%$)

могут быть описаны полиномами первой или второй степени:

$$y = b_0 + b_1V + b_2S \quad (2)$$

$$y = b_0 + b_1V + b_2S + b_{12}VS + b_{11}V^2 + \quad (3)$$

Здесь y – значения параметров точности зубьев F_{ir}'' , F_{rr} , f_{ir}'' , $F_{\beta r}$ мкм по ГОСТ 1643 – 81 и DIN 3962, DIN 3963, а также параметры качества поверхностей зубьев R_a , мкм (параметр шероховатости по ГОСТ 2789-73); H_{μ} , МПа (микротвердость поверхности); σ_1 , σ_2 , МПа – остаточные напряжения 1 и 2 родов в поверхности зубьев); V – скорость резания, м/мин; S , мм/об – подача.

Зависимость (2) справедлива для показателей точности зубьев и параметра R_a , зависимость (3) – для параметров H_{μ} , σ_1 и σ_2 .

6. Подача S при зубофрезеровании оказывает в 11 – 28 раз большее влияние на показатели точности зубьев и до 10 раз – на параметры качества поверхности зубьев, чем скорость резания V .

7. Размеры зубчатых колес и зуборезное оборудование не оказывают существенного влияния на взаимосвязи показателей точности зубьев с V и S ; материал колес влияет на взаимосвязи параметров качества поверхности зубьев с V и S .

Выполненные исследования позволили предложить методики оптимизации значений E_t , ΔD_0 , V , S при зубонарезании с целью обеспечения требуемых значений параметров качества зубьев после зубонарезания [1, 2]. Полученный нами большой объем экспериментальных данных позволил разработать конкретные рекомендации для широкого круга условий обработки цилиндрических зубчатых колес в виде математических зависимостей, таблиц и программ для РС по выбору оптимальных значений E_t , ΔD_0 , V , S . Опыт практического применения этих методик и рекомендаций показал, что они позволяют повысить качество колес после зубонарезания на 15 – 25%, повысить надежность процессов зубонарезания [2, 6].

3. Изменение параметров качества ЦЗК на основных операциях их изготовления

Наши исследования пооперационного изменения 11 показателей точности зубьев и 4 параметров качества поверхности зубьев колес после каждой из 8 операций обработки зубьев (шевингования на жесткой и разжимной оправках, химико-термической обработки (ХТО, цементации или нитроцементации), зубохонингования, зубообкатки, зубошлифования коническим двусторонним или червячным кругами), а также 5 показателей точности базовых поверхностей колес после каждой из 13 операций обработки этих поверхностей (сверления, зенкерования, однократного, черного и чистового протягивания, тонкого растачивания, ХТО, (цементации или нитроцементации), дорнования, дробеструйной обработки, хонингования отверстия зубчатого колеса, черного и чистового точения торцев венца зубчатого

колеса) позволили установить [2 – 4]:

1. Для большинства рассмотренных параметров качества цилиндрических зубчатых колес и процессов их обработки имеет место достаточно тесная взаимосвязь значений этих параметров после данной операции (y) с их исходными значениями (x) перед данной операцией ($r_{xy} = 0,30 - 0,88$, здесь r_{xy} – коэффициент корреляции между x и y). Для показателей точности колес исключение составляют процессы зубошлифования, шевингования (для показателей плавности работы), протягивания отверстия (для показателей точности формы отверстия).

2. Указанные взаимосвязи с достаточной точностью ($\varepsilon_{cp} = 0,3 - 30\%$, здесь ε_{cp} – средняя относительная ошибка уравнения связи) могут быть описаны полиномом первой степени вида

$$y = a + bx \quad (4)$$

где a , b – постоянные для данных условий обработки коэффициенты.

3. Технологическое наследование параметров качества цилиндрических зубчатых колес при их обработке (доля дисперсии некоторых параметров качества, перенесенных с предыдущей операции, достигает 92%) и возможность его моделирования позволяют повысить качество готовых зубчатых колес за счет оптимизации требований к качеству колес на промежуточных операциях, а также прогнозировать качество колес на различных операциях их обработки.

4. Для зубчатых колес, не подвергаемых зубошлифованию, прошедших операции шевингования, ХТО, зубохонингования, зубообкатки) доля дисперсии параметров качества, унаследованная с операции зубонарезания, достигает 53%. Поэтому эффективным средством повышения качества таких колес является оптимизация процесса зубонарезания.

5. Значения параметров качества колес до и после каждой из рассмотренных операций, характеристик пооперационных взаимосвязей между этими показателями зависят от многих факторов (состояния технологической системы, припусков, режимов резания и др.) и изменяются для каждого вида обработки в широких пределах (70 – 1000%). Поэтому наиболее точное описание этих взаимосвязей в данных условиях возможно лишь статистическими методами по результатам эксперимента в этих условиях.

Результаты: В результате данных исследований мы предложили методики выбора маршрута обработки зубчатых колес и оптимизации требований к точности базовых поверхностей заготовок ЦЗК и режимам их зубонарезания, значениям параметров качества детали перед данной операцией, обеспечивающих необходимые значения параметров качества после данной операции [3, 5]. Нами получены также конкретные рекомендации по выбору маршрутов обработки зубьев, точности базовых поверхностей колес и режимов зубонарезания, а

также требований к показателям точности зубьев, базовых поверхностей колес, к параметрам качества поверхности ЦЗК на различных операциях их обработки, обеспечивающих требуемые значения этих параметров после указанных операций [2, 6]. Опыт практического использования этих рекомендаций показывает, что они позволяют улучшить значения параметров качества готовых колес на 20 – 40%, повысить стабильность процессов зубообработки, снизить расходы на промежуточных операциях обработки колес на 10 – 15%.

4. Заключение

- Установлены и изучены закономерности формирования параметров качества ЦЗК при зубонарезании и их изменения в процессе изготовления.
- Предложены методики и рекомендации выбора маршрутов обработки ЦЗК и требований к их качеству на промежуточных операциях, учитывающих указанные закономерности и обеспечивающие необходимое качество ЦЗК. Эти методики и рекомендации следует использовать при проектировании процессов изготовления ЦЗК. При этом возможно применение РС.
- Найденные решения следует уточнить при отладке технологического процесса изготовления ЦЗК путем обработки одной партии колес и оценки указанных закономерностей в данных условиях обработки.
- Предложенная стратегия позволяет без существенных затрат улучшить качество ЦЗК за счет учета внутренних резервов процессов их изготовления.

Библиографические ссылки

1. Кане М.М., Яковлев Г.М., Алешкевич И.Л. Вероятностно-статистический анализ влияния базовых поверхностей заготовок цилиндрических зубчатых колес на точность зубообработки. // Вестник машиностроения, №10, 1974. С. 46 – 50.
2. Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач: Учебное пособие / Под общей ред. В.Е. Старжинского, М.М. Кане. –СПб.: Профессия, 2007. – 832 с.
3. Кане М.М. Выбор рациональной точности цилиндрических зубчатых колес на различных операциях их обработки. // Вестник машиностроения, №8, 1996. С. 3 – 8.
4. Кане М.М., Медведев А.И. Изменение параметров качества поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых колес на различных операциях их изготовления. // Вестник машиностроения, №7, 1997. С. 3 – 7.
5. Кане М.М. Управление процессами проектирования и изготовления зубчатых передач // Вестник машиностроения, №11, 1997. С. 8 – 12.
6. СТБ 1251 – 2000. Государственный стандарт Республики Беларусь. Колеса зубчатые цилиндрические. Методы проектирования технологических процессов изготовления. Минск, 2001.

THE METHOD OF SLIDING FRICTION ANALYSIS IN A PLUNGER ENGAGEMENT

M. N. Karakulov, DSc in Engineering, Professor,

Kalashnikov Izhevsk State Technical University, tmm@vfistu.ru

Abstract: In plunger gearing transformation of movement is carried out only with use sliding effect because of features of a design. It tells about the absence of radial speed of plunger. Therefore one of criteria of optimization of geometry of gearing of plunger transmission is reduction of sliding in gearing. In article the problem of calculation of coefficient of sliding friction of plunger gearing is solved. On the basis of the received solution the analysis of methods of improvement of qualitative characteristics of transmission is resulted.

Keywords: plunger transmission, geometrical synthesis

МЕТОД АНАЛИЗА ТРЕНИЯ СКОЛЬЖЕНИЯ В ПЛУНЖЕРНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ

М.Н. Каракулов, д.т.н., профессор, Ижевский государственный технический университет

имени М.Т. Калашикова, tmm@vfistu.ru;

Аннотация: Из-за конструктивных особенностей плунжерной передачи преобразование движения в ней осуществляется только посредством скольжения. Это говорит об отсутствии радиальной скорости плунжера. По этой причине одним из критериев оптимизации геометрии зацепления плунжерной передачи является уменьшение скольжения в зацеплении. В данной статье решается проблема вычисления коэффициентов трения скольжения в плунжерном зацеплении. На основе полученного решения выполняется анализ методов улучшения качественных показателей передачи.

Ключевые слова: плунжерная передача, геометрический синтез

Introduction

Cam mechanisms have a wide circulation in technics. With their help practically any law of movement of a pusher that allows solving the majority of problems of mechanization and automation of control by drives in many areas of the industry can be received. But in cam mechanisms one pair interacting surfaces is used. While for reproduction of uninterrupted one-way movement it is necessary to have a some sequentially interacting pairs the conjugate parts forming gearing. Such overlapping of functions allows receiving a new kind of mechanisms for transformation of movement - plunger transmission which are the mechanisms combining in attributes and structure of two types of cam mechanisms: the central cam mechanism and gearing [1, 2]. Such combination allows expanding considerably area of possible application of the received mechanisms.

1. The analysis of sliding in plunger engagement

In plunger gearing transformation of movement is carried out only with use sliding effect because of features of a design. It speaks absence of radial speed of plunger. Therefore one of criteria of optimization of geometry of gearing of plunger transmission is reduction of sliding in gearing.

Sliding in gearing can be appreciated with the help by the coefficients of sliding friction which are determined by pressure angle which generally can be determined by expressions:

$$\lambda_2 = 1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2 \alpha_y}, \lambda_1 = 1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_y, \quad (1)$$

where $\alpha_y = (90^\circ - \nu)$ - a pressure angle, ν - a auxiliary angle.

The analysis shows, that for reduction of sliding in gearing is favorable to increase α_y , i.e. to reduce ν . Thus, it is necessary to remember, that at

$$\operatorname{tg} \nu \leq \operatorname{tg}(\gamma + \gamma_S), \quad (2)$$

where γ - a friction angle for pair materials a plunger-tooth of a wheel, γ_S - a friction angle for pair materials a plunger-separator, can be a breakage of transmission because of blocking plunger in grooves of a ring-separator.

For reception of dependence with which help it is possible to determine ν on length of gearing in transmission with a circular structure of plunger, is possible to take advantage fig. 1 and the following reasons.

The trajectory of movement of the points landing to a plunger, in mobile axes of a tooth of a wheel, is equidistant line to a profile of a tooth of a wheel also determined by expression:

$$\begin{cases} x_{Op1} = r(\varphi) \cos \varphi q, \\ y_{Op1} = r(\varphi) \sin \varphi q, \end{cases}$$

where $r(\varphi) = e_0 \cos \varphi + \sqrt{r_{a2}^2 - e_0^2 \sin^2 \varphi}$ - law of movement of a plunger's head, e_0 - dimension of deformation, r_{a2} - outside diameter of wheel, φ - the angles which the wave generator's axis of symmetry makes with the axis X .

The perpendicular $n-n$ to a profile of a tooth of a wheel is determined by equation

$$(x_n - x_{Op1}) \frac{dx_{Op1}}{d\varphi} + (y_n - y_{Op1}) \frac{dy_{Op1}}{d\varphi} = 0. \quad (3)$$

The equation (3) can be written as

$$x_n \frac{dx_{Op1}}{d\varphi} + y_n \frac{dy_{Op1}}{d\varphi} - \left(x_{Op1} \frac{dx_{Op1}}{d\varphi} + y_{Op1} \frac{dy_{Op1}}{d\varphi} \right) = A_n x_n + B_n y_n - C_n = 0.$$

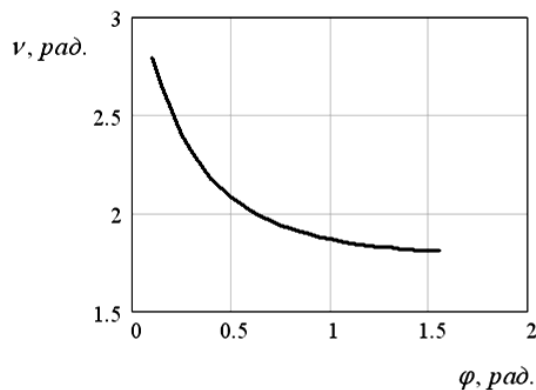
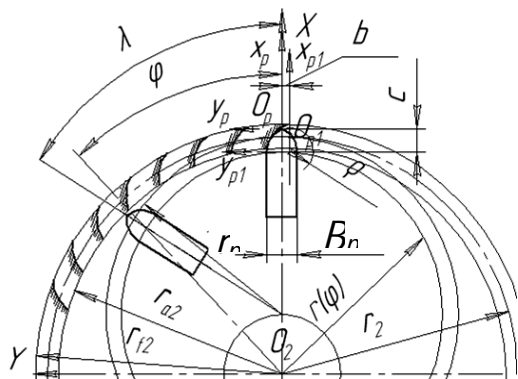


Fig. 1. The contact of plunger with a tooth of a wheel.

Fig. 2. Angle $\nu(\varphi)$ for pre-production model of reducer.

And the equation axes $x_{p1}O_{p1}$ describing position in axes of a toothwheel can be written as

$$Ax + By + C = 0,$$

where $A=0, B=1$ and $C = x_{Op1}$.

Then the expression determining dimension of a angle between an axis $X \square x_{Op1}$ and the general perpendicular to profile of plungers and a tooth of a wheel can be written as

$$\cos \nu = \left(\frac{A_n A + B_n B}{\sqrt{A_n^2 + B_n^2} \sqrt{A^2 + B^2}} \right) = - \left(\frac{\frac{dy_{Op1}}{d\varphi}}{\sqrt{\left(\frac{dx_{Op1}}{d\varphi} \right)^2 + \left(\frac{dy_{Op1}}{d\varphi} \right)^2}} \right). \quad (4)$$

In fig. 2 results of the calculation of eq. (4) for pre-production model of reducer are plotted. Results of the calculation of eq. (1) are plotted in fig. 3.

The analysis shows, that in case of application of exact gearing in which profile of a tooth of a wheel is equidistant line to trajectories of movement of plunger's points, the pressure angle is determinate by the law of motion of plunger, instead of from a profile of elements of gearing. In this case optimization of qualitative characteristics of gearing is possible in several ways: first, by definition of the time of an input and an output plunger from gearing, i.e. moving of a interval $\varphi_{a1}\varphi_0$ along an axis φ ; and second, by application cam mechanism as wavegenerator for which surface is outlined by a curved line, allowing to receive the law of motion of plunger in gearing with the minimal sliding.

Analysis of $\lambda_1(\varphi)$ and $\lambda_2(\varphi)$ (fig. 3) shows that heads of teeth of a wheel and plungers are subject to more intensive deterioration that is proved also by results of tests of pre-production models of reducer. In a pitch point there is a fast increase in sliding that causes increase in friction is observed. The most adverse conditions at it in a pitch point in which is a big non-uniformity of factors λ_1 and λ_2 , that threatens at unmultipair tooting by occurrence chipping and increase of friction factors.

The analysis of fig. 3 is showed, that at an output from gearing the root of a tooth of a wheel has the much greater sliding. It is obvious, that by moving a working length of an arch of gearing $\varphi_{a1}\varphi_{a0}$ is possible to balance coefficient of sliding friction that will promote reduction of deterioration and chipping surfaces of teeth.

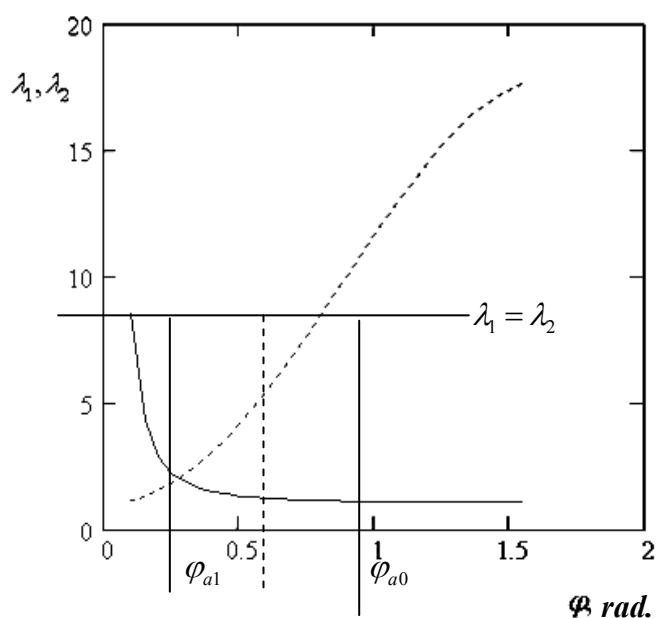


Fig. 3. Coefficient of sliding friction for pre-production model of reducer:
(λ_1 - —; λ_2 - ----).

For this purpose the calculation of the equation:

$$\lambda_1(\varphi_{a1}) = \lambda_1(\varphi_{a0}), \quad (5)$$

for reception of a angle φ_{a0} .

For example, for pre-production model of reducer the calculation (5) at $\varphi_{a1} = 0,1 \text{ rad.}$ gives $\varphi_{a0} = 0,8 \text{ rad.}$, i.e. the angle of active gearing makes $\varphi_{ta} = \varphi_{a0} - \varphi_{a1} = 40,1^\circ$.

It is necessary to note, that excessive increase φ_{a1} which conducts to reduction of sliding, leads to reduction φ_{a0} that can lead to very small dimension of an angle φ_{ta} which is proportionally determined by overlap factor.



Conclusion

Therefore the choice between minimization of sliding and reception of setting overlap factor should be accompanied by the analysis of operating conditions of the mechanism. For example, in high-power and low-speed transmissions sliding in gearing as the qualitative criterion, can depart on the second plan, giving a up the place to the requirement of reception of the multipaired gearing that you will not tell about high-speed transmissions in which a high level of sliding can lead to fast increase in intensity of deterioration.

References

1. *V. Jastrebov*, Theoretical research of plunger transmission, *Izvestia vuzov. Mashinostroenie*, №8'1962, 27-36.
2. *S. Kalabin*, Overlap factor of plunger transmission, *Mechanical transmissions*, Izhevsk: Izhevsk Mechanical Institute, 1964, 139-144.

GEOMETRICAL SYNTHESIS OF A PLUNGER TRANSMISSION ENGAGEMENT WITH CIRCULAR SURFACE OF THE PLUNGER

*M. N. Karakulov, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
tmm@yfistu.ru;*

A. S. Melnikov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Abstract: The plunger harmonic transmission and principle of its operation are considered as the construction of a new kind of mechanisms for the transformation of movement. The problem of geometrical synthesis of a gear engagement of plunger harmonic transmission with circular surface of the plunger and the trajectory of its movement by a circumscribed is formulated and solved. The theoretical solution is illustrated by a numerical example from the practice of design of a plunger transmission of an experimental reducer.

Keywords: plunger transmission, geometrical synthesis

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПЛУНЖЕРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ С КРУГОВОЙ ПОВЕРХНОСТЬЮ ПЛУНЖЕРА

*М.Н. Каракулов, д.т.н., профессор, Ижевский государственный технический университет
имени М.Т. Калашикова, tmm@yfistu.ru;*

*А.С. Мельников, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени
М.Т. Калашикова*

Аннотация: Рассмотрена волновая плунжерная передача и принцип ее работы в качестве нового типа механизма преобразования движения. Сформулирована и решена проблема геометрического синтеза передачи на основе волнового плунжерного зацепления с круговой формой поверхности плунжера и траектории его движения по окружности. Теоретическое решение проиллюстрировано численным примером из практики проектирования плунжерной передачи экспериментального редуктора.

Ключевые слова: плунжерная передача, геометрический синтез

Introduction

Cam mechanisms have a wide circulation in technics. With their help almost any law of movement of a pusher that allows to solve the most of problems of mechanization and automation of driving control in many fields of industry can be got by means of them. In cam mechanisms the difference is the only pair of interacting surfaces is used. While for reproduction of uninterrupted

one-way movement it is necessary to have some sequentially interacting pairs of the conjugate surfaces. Such overlapping of functions allows to get a new kind of mechanisms for transformation of movement, that is the plunger transmission which is a mechanism combining attributes and structure of two types of cam mechanisms, they are the central cam mechanism and gearing. The combination allows to expand area of possible application of the got mechanisms considerably.

Theoretical and experimental researches of plunger transmissions [1, 2] were started in 1960 and they are still being researched our days.

1. Researches of analogues

The device of cam - rack transmission which is named also harmonic rack transmission is the closest analogue to the considered mechanism in Krainev's classification [3] (fig. 1). The principle of harmonic transformation of movement is also in the work of this mechanism used, and elements of gearing are the separate parts.

In such a mechanism on the shaft 1 the cams 2 making rotating movement are set on the shaft. The plunger 3, making motion, which is defined by the shape of a cam, contacts with the rack 4, making it to move. The basic difference of plunger transmission from the considered analogue is a replacement of the rack for a wheel of internal gearing. This replacement causes changes in regarding kinematical interaction and geometry of gearing, allowing the transmission. The transmission can be attributed to the tooth-cam mechanism the special case of which is considered to be plunger transmission.

World scientists also pay attention to the research of geometry of gearing of tooth-cam mechanisms.

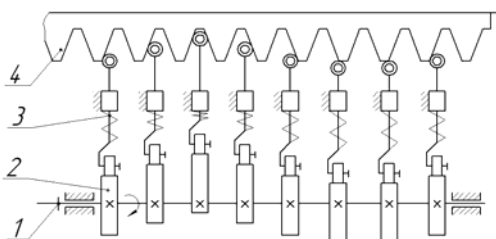


Fig. 1. The cam-rack mechanism

The development of this direction began with the research of frictional planetary mechanisms with intermediate solid of revolution [4, 5]. Because of increase of loadings which are necessary for transferring with the help of these mechanisms, such devices were supplemented with gearing [6, 7]. As a result of the development of this direction some authors suggest to use a circular profile of elements of such gearing, replacing a pusher for a solid of revolution which can be a ball [8] or a roller [9] that allows to get, depending on the form of the connected surfaces of internal gearing, (hypo-) epicycloidal [10] or (hypo-) epitrochoidal [11] engagement of harmonic tooth-cam transmission (fig. 2).

In such a transmission cam-wavegenerator, moving with a speed V_1 , forces the pushers to execute as balls g , the parts united in one group with a separator C , to make motion. The balls,

entering in engagement with a conducted part of the mechanism - a wheel of internal gearing, make it to move with a speed V_2 .

Thus formed, the geometry allows to get a low dimension of clearance between elements since as a result of such representation practically precise engagement possessing low losses of capacity due to application of solid of revolution is formed.

But it has also a number of lacks connected with a low level of manufacturability of production and high level of contact stress in gearing. The essential lack of such transmissions especially appearing in transmissions with solid of revolution and eccentrics of big sizes is an unbalance of weights and connected with it noise, palpation and the increased deterioration. It is necessary to note that the full

disposal of sliding, i.e. its replacement for the revolution in transmissions of such a type, because of a difference of ways, passing by a solid of revolution g on a surface of the generator of waves and a surface of a conducted link, is a challenge the decision of which leads to a low level of manufacturability of a profile of elements of internal gearing of an output link.

The similar direction of researches is a research of harmonic transmissions with segment gears. Their main difference is the division of a deforming gear (DG) into the segments containing from one up to three teeth [12]. With such change of a design, most likely, authors are going to increase a resource of transmission. But it has an essential lack in a low level of manufacturability of production of a gear segments.

2. The construction of plunger transmission

The reducer equipped with a plunger transmission (fig. 3), contains gear 1, rigidly fixed on a ring-separator 2. The mobile gear 3 is interfaced with plungers 4 and gear 1. Plungers 4 are located in regular intervals on a circle and are fixed by a ring-separator 2, fixed on gear 1 from angular moving from each other, and from axial moving by the covers of the case. The role of which is carried out with the gear 1. In the grooves of plungers 4 inextensible flexible elements (IFE) 5 with identical cross-section are placed. In the central hole of the gear 1 the shaft 6 is placed. It is fixed from radial and axial moving by bearings 7, which are placed in the cups 8 rigidly fixed on gear 1. On the eccentric disks 9 which are placed and fixed from axial moving on the shaft 6, bearings 10 are placed with the disks 11 fixed on them.

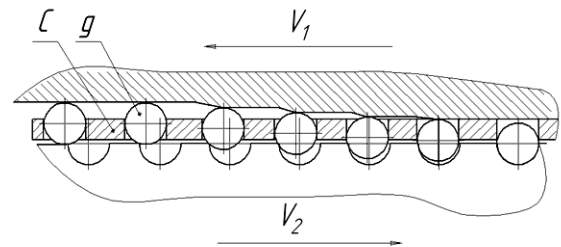


Fig. 2. The tooth-cam mechanism with the pusher as intermediate solid of revolution

The plunger reducer works as follows. The rotation of the shaft 6 together with the eccentric disks 9 fixed on it which influence by bearings 10 on the disks 11 rotating around their own axes

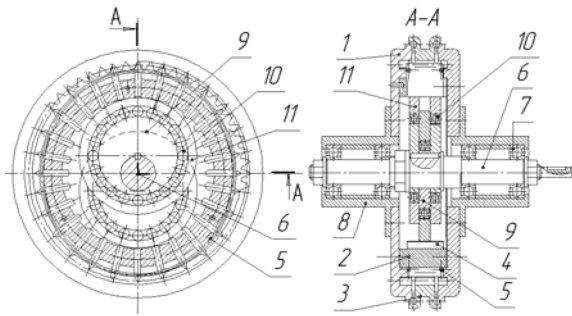


Fig. 3. The design of reducer with a plunger transmission

and simultaneously around axis of the shaft 6, cause deformation of the inextensible flexible element 5, and the plungers 4 are forced to make motion. The plunger, being in conjunction with disks 11, comes into contact with a mobile gear 3 and gear 1, creating two opposite zones of gearing located in one plane, and a mobile gear 3 starts to make rotary movement around the axis of the shaft 6. Plungers 4, which are located in a free zone of engagement, are deduced from contact with a tooth of a gear by force of

deformation of inextensible flexible elements 5.

3. Geometrical synthesis of plunger engagement

Now there is a set of formulations of problems of synthesis of the approached gearing of the plunger transmission [13, 14]. But the majority of authors agree in one: the solution of a problem of synthesis of gearing should be made in conditions of restrictions of manufacturability of gearing elements. The concept of manufacturability can express an opportunity of application of methods of high-efficiency and precise manufacturing of a profile of working surfaces of plungers and a gear. Some authors mark manufacturability of circular teeth profiles which can be obtained with the help of the modernized tool [13].

In fig. 4 the contact of plunger with the tooth of a gear is schematically plotted.

The working surface of plunger in axes $x_{p1}O_p y_{p1}$ is determined with the help of the expression

$x_{p1} = \rho \sin \psi, y_{p1} = \rho \cos \psi$, where ρ is the radius of curvature of the working surface of the plunger, ψ is an auxiliary corner.

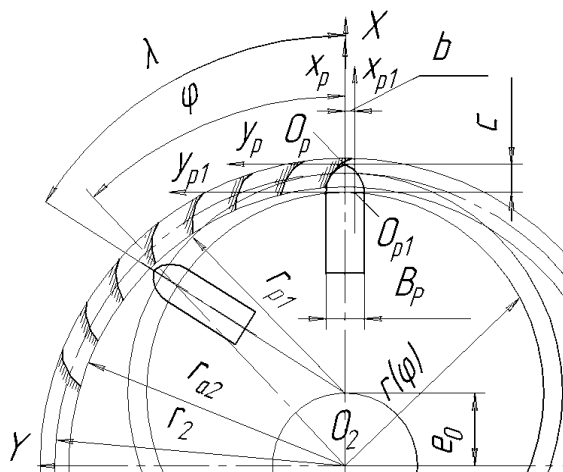


Fig. 4. The synthesis of engagement of a plunger transmission

The top of the plunger O_p in the movement concerning the motionless coordinate axis of a gear XO_2Y makes movement the trajectory of which in polar coordinates can be written as

$$r(\varphi) = e_0 \cos \varphi + \sqrt{r_{a2}^2 - e_0^2 \sin^2 \varphi},$$

according to the law of movement set as a circle of constant radius, where e_0 is the dimension of

deformation of plunger transmission, r_{a2} is the head diameter of gear, φ is the angle which the wavegenerator’s axis of symmetry makes with the axis X .

The trajectory of the top of the plunger in motionless system of coordinates of the gear is defined

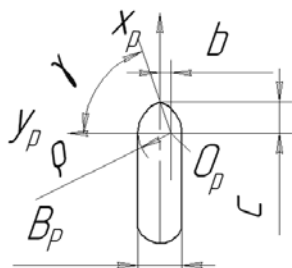


Fig. 5

$$\text{as } x_{Op} = r(\varphi) \cos \varphi, y_{Op} = r(\varphi) \sin \varphi.$$

The coordinates of the center of curvature of the working surface of the plunger in motionless system of coordinates of the gear are determined by the expression:

$$x_{Op1} = x_{Op} - c, y_{Op1} = y_{Op} - b,$$

where b and c are the dimensions connecting the origins of coordinates O_p and O_{p1} .

Then the coordinates of the working surface of the plunger in motionless axes XO_2Y are determined with the help of the expressions:

$$x = x_{Op1} + x_{p1}, y = y_{Op1} - y_{p1}. \quad (1)$$

When turning wavegenerator on a corner φ the gear turns on a corner λ , and connection between these corners is uniquely defined by Willis’s formula, i.e. it is possible to write down, $(\varphi - \lambda) = \varphi q$, where $q = (1 - r_2/r_{p1})$ is an auxiliary dimension; r_2 and r_{p1} is the average diameter of a gear and the equivalent gear of plungers.

The equation (1) in motion axes of a gear can be written as

$$x_p = r(\varphi) \cos \varphi q - c + \rho \sin \psi, y_p = r(\varphi) \sin \varphi q - b + \rho \cos \psi \quad (2)$$

Connection between the dimensions c , b , ρ and B_p is possible to define with the help of fig. 5:

$$0,5B_p = \rho - b, c = b \operatorname{tg} \gamma,$$

where γ is a corner limiting the contacting part of the working surface of the plunger, B_p is the thickness of a directing part of a plunger.

For the solution of the problem of synthesis with the known thickness of the plunger, the equation (2) can be written as

$$\begin{cases} x_p = r(\varphi) \cos \varphi q - \rho(\operatorname{tg} \gamma - \sin \psi) + 0,5B_p \operatorname{tg} \gamma, \\ y_p = r(\varphi) \sin \varphi q - \rho(1 - \cos \psi) + 0,5B_p. \end{cases} \quad (3)$$

The working surface of the plunger, set as $S_p(\varphi)=0$, is possible to receive from the expression (3). It is required to

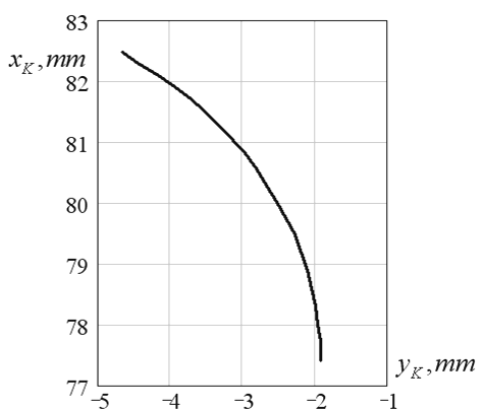


Fig. 6. The profile of the tooth of the gear of PHR

subtract the second equation from the first one. Then after the former calculations we shall obtain the equation which can be written as

$$S_p(\varphi) = x_p - y_p - r(\varphi)(\cos \varphi q - \sin \varphi q) - \rho(\operatorname{tg} \gamma - \sin \psi + \cos \psi - 1) + 0,5B_p(\operatorname{tg} \gamma - 1). \quad (4)$$

The working surface of a tooth of a gear will be the envelop of families of the working surface of the plunger. The condition of enveloping can be written as $\partial S_p(\varphi)/\partial \varphi = 0$.

Then with the help of (4) and the former calculations the condition of enveloping can be written as

$$\partial S_p(\varphi)/\partial \varphi = \partial(-r(\varphi)(\cos \varphi q - \sin \varphi q))/\partial \varphi = 0. \quad (5)$$

The solution of equation (5) which is inserted into equation (3) allows to receive the expressions determining the coordinates of surface of a tooth of a gear as $x_K(\psi, \varphi_0)$ and $y_K(\psi, \varphi_0)$.

For the pre-production model of plunger harmonic reducer (PHR) with $r_2=81\text{mm}$; $r_{pl}=75\text{mm}$; $e_0=6\text{mm}$; $r_{a2}=79\text{mm}$; $q=-0,08$; $\varphi_0=1,082\text{rad.}$; $\gamma=1,036\text{rad.}$; $\rho=6\text{mm}$; the number of teeth of a gear $Z_k=39$ and $B_p=8\text{mm}$ results of the joint numerical solution (5) and (3) at $\psi \in 0.. \gamma$ are plotted in fig. 6.

References

1. *Jastrebov, V.*, Theoretical research of plunger transmission, *Izvestia vuzov: Mashinostroenie*, 8, (1962), pp. 27-36. (in Russian)
2. *Kalabin, S.*, Overlap factor of plunger transmission, Proceedings of the International Conference on Mechanical transmissions, Izhevsk Mechanical Institute, Izhevsk, (1975), pp. 139-144. (in Russian)
3. *Krainev, A.*, The directory about mechanisms, *Mashinostroenie*, Moscow, (1987). (in Russian)
4. *Goldsborough, T.*, Speed changing mechanism, United States Patent №2106733, (1938).
5. *Jonson, A.*, Gearless transmission, United States Patent №3227005, (1966).
6. *Pamplin, J.*, Transmission drive elements, United States Patent №3192799, (1965).
7. *Murakami, K. and Kikuzawa, Y.*, Screw extruder, United States Patent №4078454, (1978).
8. *Murakami, H.*, Speed Reducer, United States Patent №5183443, (1993).
9. *Distin, R. and Shaffer, J.*, Epicyclic transmission having free rolling roller driving elements, United States Patent №4584904, (1986).
10. *Dumoulin, J.*, Method for making an epicyclic speed reducer, United States Patent №4838741, (1989).
11. *Riffel, H. and Black, T.*, Pancake planetary drive, United States Patent №4282777, (1981).
12. *Schmitt, H.*, Epicyclic roller gear with two round bodies provided with teeth and segments which may be successively pressed on the teeth, Patent WIPO 94/12812, (1994).
13. *Ginzburg, E.*, Harmonic gearing, *Mashinostroenie*, S.-Petersburg, (1969). (in Russian)

EXPERIMENTAL RESEARCH OF GEAR SLIDING BEARINGS AND LUBRICANTS OF LOW-SPEED AND HEAVY LOADED SPIROID GEARBOXES

A. A. Kornilov, engineer, Institute of mechanics, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, artyomkak@mail.ru;

D. Yu. Kurlykova, Master's degree student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University;

O. V. Petrova, Master's degree student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Abstract: Results of experimental research of gear sliding bearings and lubricants of low-speed and heavy loaded spiroid gear boxes are described. Some efficiency coefficient dependences on materials of sliding bearings and applied lubricants are presented.

Keywords: spiroid gear box, sliding bearings, lubricants, efficiency coefficient

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ОПОР СКОЛЬЖЕНИЯ КОЛЕСА И СМАЗОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ НИЗКОСКОРОСТНЫХ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ СПИРОИДНЫХ РЕДУКТОРОВ

A. A. Корнилов, инженер, Институт Механики, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашикова, artyomkak@mail.ru;

Д. Ю. Курлыкova, магистрант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашикова;

О. В. Петрова, магистрант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашикова.

Аннотация: Описаны результаты экспериментальных исследований опор скольжения и смазочных материалов в низкоскоростных тяжело нагруженных спиройдных редукторах. Приводятся зависимости коэффициента полезного действия редуктора в зависимости от материалов опор скольжения и применяемых смазок.

Ключевые слова: спиройдный редуктор, опоры скольжения, смазочный материал, КПД

Введение

Одним из широко распространенных видов технологического оборудования, применяемого во многих отраслях промышленности, является трубопроводная арматура (ТПА), важнейшим элементом управления которой являются приводы. Условия эксплуатации редукторов ТПА характеризуются высокими нагрузочными и, в особенности, перегрузочными моментами, низкими скоростями вращения, широким диапазоном рабочих температур (от -60°C до $+50^{\circ}\text{C}$). Это накладывает определенные ограничения на применяемые редукторы, что за-

частую приводит к появлению конструкций с увеличенными массогабаритными характеристиками.

Широкое применение в настоящее время в редукторах ТПА нашли спироидные передачи, благодаря достоинствам геометрии и кинематики их зацепления. [1,2,3 и др.] Однако для спироидных передач, как и для любых видов гиперболоидных передач, характерно увеличенное скольжение в зацеплении. Поэтому повышение требований к антифрикционным свойствам контактных поверхностей трения и смазочным материалам является актуальной задачей.

С целью снижения массогабаритных характеристик и себестоимости в редукторах на основе спироидных передач часто применяют опоры скольжения. Таким образом, улучшение антифрикционных свойств пар трения связано со снижением трения в самой передаче и опорах валов. Традиционно эту задачу решают выбором соответствующих материалов зубьев подшипниковых опор, их термической и механической обработкой и подбором смазки.

В данной работе проводилось исследование эффективности применения подшипников скольжения узла колеса, изготовленных из различных материалов, и смазочных материалов различных составов с различными наполнителями.

1. Основные результаты испытаний

Приведем некоторые результаты исследовательских испытаний на примере опытных образцов редукторов четвертьоборотного – РЗА-С-2000, и многооборотного – РЗАМ-С-1000, спироидные пары которых характеризуются параметрами, приведенными в таблице 1.

Таблица 1. Геометрические параметры спироидных передач испытываемых редукторов

Геометрические параметры	РЗА-С-2000	РЗАМ-С-1000
межосевое расстояние a_w , мм	60	40
передаточное отношение, i_{12}	46	11,67
осевой модуль спироидного червяка m_x , мм	2,75	2,774
наружный диаметр спироидного червяка d_{a1} , мм	42	48
внутренний/наружный диаметр спироидного колеса d_{i2}/d_{e2} , мм	138/175	120/155
максимальный вращающий момент на выходном валу редуктора T_{2max} , Нм	2000	1000
предельный статический вращающий момент на выходном валу $T_{2пред}$, Нм	4000	2000
масса m , кг	17	11

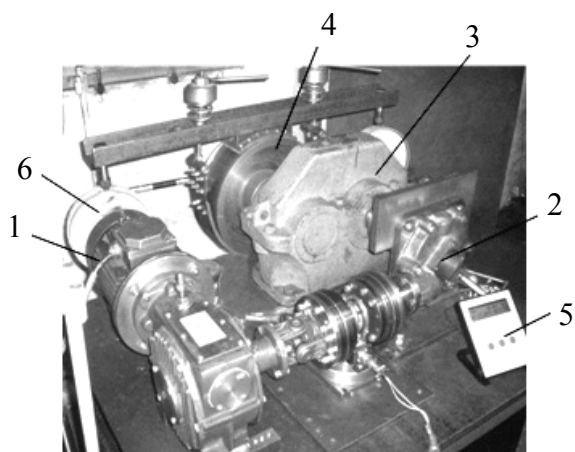


Рис. 1. Испытательный стенд

Испытания проводились на стенде, выполненном по разомкнутой схеме потока мощности (рис.1). Вращающий момент, создаваемый на мотор-редукторе 1, передается на входной вал испытываемого редуктора 2, закрепленного на кронштейне. Далее через мультипликатор 3 момент передается на тормозное устройство ленточно-колодочного типа 4. С помощью датчика момента 5 снимают показания крутящего момента на входном валу, а величину крутящего момента на выходном валу определяют по динамометру часового типа 6.

момента на входном валу, а величину крутящего момента на выходном валу определяют по динамометру часового типа 6.

1.1. Исследование вариантов материалов подшипников скольжения

Сравнение подшипников скольжения осуществлялось на четвертьоборотном редукторе модели РЗА-С-2000.

В ходе исследования были рассмотрены следующие варианты опор скольжения колеса: (1) - подшипники скольжения, изготовленные из металлофторопластовой полосы, состоящей из стальной основы (низкоуглеродистая сталь), слоя спеченной порошковой бронзы (0,2-0,35 мм) инфильтрованной и покрытой слоем PTFE (политетрафторэтилен с дисульфидом молибдена – 0,01-0,04 мм); (2) - подшипники скольжения с лазерно-индуцированными поверхностными наноструктурами, представляющие собой кольца из низкоуглеродистой стали, насыщенные ультрадисперсным графитом с помощью лазерной обработки; (3) - подшипники скольжения из чугуна; (4) - подшипники скольжения из стали.

Результаты испытаний представлены на графиках (рис.2; цифрами обозначены упомянутые выше варианты исполнения опор).

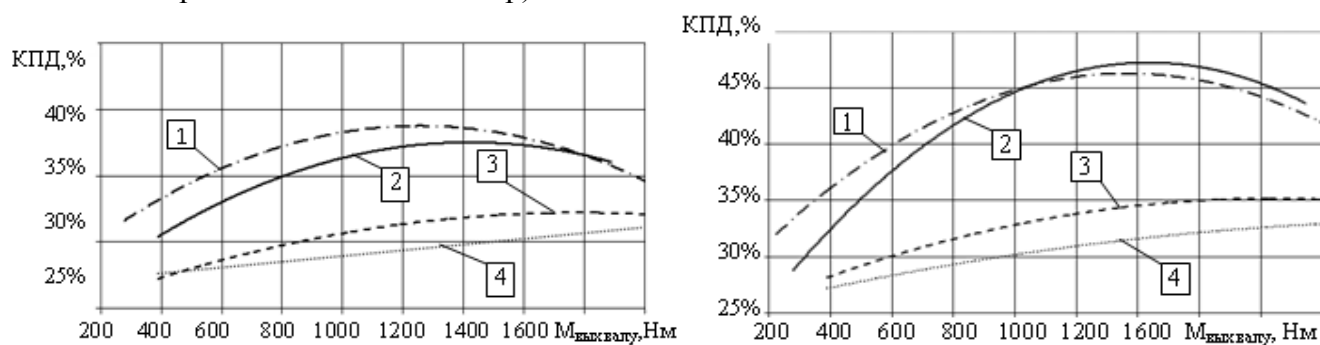


Рис. 2. Результат испытаний редуктора с различными опорами скольжения колеса: при ведущей левой поверхности (слева), при ведущей правой поверхности (справа)

Испытания показали, что наиболее высокий КПД получен при применении металлофторопластовых опор скольжения колеса и опор с лазерно-индуцированными поверхностными наноструктурами. Значения КПД испытываемого редуктора с данными опорами отличаются друг от друга весьма незначительно (приблизительно на 1...2%). Это дает основание считать целесообразным применение опор скольжения колеса с лазерно-индуцированными поверхностными наноструктурами при указанных выше условиях эксплуатации редукторов. Кроме того, с экономической точки зрения, опоры скольжения с лазерно-индуцированными поверхностными наноструктурами оказываются значительно дешевле, чем металлофторопластовые опоры (приблизительно на 30%), что является дополнительным и весьма важным фактором при принятии решения об их применении в редукторах.

1.2. Исследование влияния состава смазки спироидного зацепления

Оценка влияния состава смазок на КПД редуктора осуществлялась на многооборотном редукторе модели РЗАМ-С-1000.

Рассматривались варианты составов консистентных смазок, представленные в таблице 2.

Таблица 2. Варианты опор скольжения

№	Название	Описание
1	«Фиол Ультра Т» ТУ 0254-003-15238210-04	Полусинтетическая смазка с заявленными антизадирными и износостойкими свойствами;
2	«ЛИТА» ТУ 0254-009-80388604-2008	Литиевая нефтяная смазка с добавлением 10% мелкодисперсного графита 5% дисульфида молибдена (MoS_2).
3	«Томфлон М360» ТУ 0254-017-1235252-04	Полусинтетическая РТФЕ смазка с добавлением 15% мелкодисперсного графита.
4	«Циатим 201» ГОСТ 6267-74 (серийный)	Литиевая нефтяная смазка с добавлением 10% мелкодисперсного графита и 5% MoS_2 .
5	«Томфлон М360» ТУ 0254-017-1235252-04	Полусинтетическая РТФЕ смазка с добавлением 10% мелкодисперсного графита и 5% MoS_2 .
6	«Циатим 201» (состав 1) ГОСТ 6267-74	Литиевая нефтяная смазка с добавлением 3% ингибитора коррозии и 10% мелкодисперсного графита.
7	«Циатим 201» (состав 2) ГОСТ 6267-74	Литиевая нефтяная смазка с добавлением 3% ингибитора коррозии, 10% мелкодисперсного графита и 2,5% MoS_2 .
8	«Циатим 201» (состав 3) ГОСТ 6267-74	Литиевая нефтяная смазка с добавлением 3% ингибитора коррозии, 10% мелкодисперсного графита и 5% MoS_2 .

Отдельно несколько слов следует сказать о применяемом в составах 6,7 и 8 ингибиторе коррозии [4]. С помощью этого вещества, отличающегося низкой стоимостью, на покрытой им поверхности образуется тонкая, но прочная пленка с высокими антифрикционными свойствами. Предполагалось, что ингибитор коррозии станет полной или частичной заменой применяемого в серийной смазке (4 в табл. 2) дорогостоящего MoS_2 .

Результаты испытаний представлены на графиках (рис.3 – цифрами обозначены упомянутые выше варианты составов смазок).

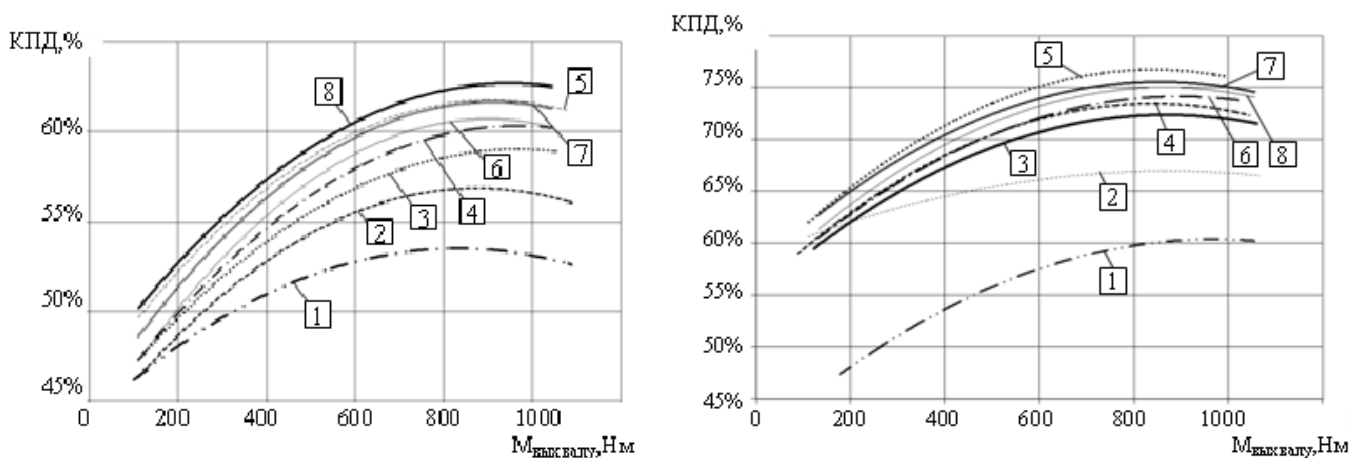


Рис. 3. Результат испытания редуктора с различными смазками:

при ведущей левой поверхности (слева), при ведущей правой поверхности (справа)

Анализируя результаты испытаний, можно сделать вывод, что в отношении противоизносных и противозадирных свойств все смазки показали удовлетворительные результаты на паспортных нагрузках редукторов. В отношении КПД наиболее эффективными оказались смазочные материалы на основе «Томфлон М360» (5 в табл. 2) и «Циатим 201» (4,6,7 и 8 в табл. 2). Смазочные материалы на основе «Циатим 201» отличаются значительно более низкой ценой в сравнении с «Томфлон М360». При сравнении смазочного материала 4 с материалом 6, содержащим ингибитор коррозии (предполагаемый заменитель дисульфида молибдена), можно заметить, что применение последнего позволяет получить некоторое повышение КПД. Данный результат подтверждался в 80% случаев (в остальных случаях состав 4 без ингибитора коррозии показывал более высокие значения КПД). Для получения более достоверной информации решено продолжить исследования в данном направлении. Исследование смазочных материалов 7 и 8 показали, что содержание дисульфида молибдена в случае дополнительного применения ингибитора коррозии не критично влияет на КПД редуктора. Поэтому применение в смазочных материалах этого компонента эффективно с экономической точки зрения, т.к. это позволяют сократить расход дорогостоящего наполнителя – MoS_2 .

Заключение

В настоящей статье описаны некоторые результаты исследовательских испытаний низкоскоростных тяжело нагруженных спиральных редукторов ТПА, которые на данный момент

позволяют утверждать о пусть неоднозначной, но очевидной эффективности того или иного решения. Окончательные выводы будут сделаны при наличии исчерпывающей статистики экспериментальных исследований в данном направлении.

Библиографические ссылки

1. *Гольдфарб, В.И.* Создание высокоэффективных редукторов приводов трубопроводной арматуры. / В.И. Гольдфарб, Е.С. Трубачев // *Материалы 1-й Международной конференции «Трубопроводная арматура XXI века».* – Курган, 2008. – С. 68-76.
2. *Гольдфарб, В.И.* Что делать и чего не делать при выборе и проектировании редукторов ТПА / В.И. Гольдфарб, Е.С. Трубачев // *Арматуростроение межотраслевой журнал.* – Саратов, 2010. – № 1(64). – С. 52-57.
3. *Спироидные редукторы трубопроводной арматуры / В.И. Гольдфарб, Д.В. Главатских, Е.С. Трубачев, [и др.].* – М.: Вече, 2011. – 220 с.
4. *Способ получения ингибитора коррозии металлов: а.с. 257663 СССР / С. М. Решетников, Л. Н. Светова, Л. А. Короткова, А. К. Винокуров.* - № 1217533/23-4; заявл. 12.02.68; опубл. 05.03.76, Бюл. №9. 2 с.

THE FUTURE OF MECHANICAL POWER TRANSMISSION AND OF DRIVE LINE - A 2013-VIEW FROM JAPAN -

A. Kubo, Dr.-Eng., Prof., Research Institute of Applied Sciences

Yoshikazu ABE, Iwasa Tech. Co., Ltd., Ex-President of JGMA

(The Japan Gear Manufacturers Association), aizokubo@hera.eonet.ne.jp

Abstract: This paper presents the overview of the world in 10 years and the gears demanded. Differentiation of gears is given. New technologies to be developed are described. The state of Japanese gear industry is analyzed.

БУДУЩЕЕ МЕХАНИЧЕСКИХ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ И ПРИВОДОВ -ВЗГЛЯД ИЗ ЯПОНИИ 2013-

А. Кубо, д.т.н., проф., Research Institute of Applied Sciences

Yoshikazu ABE, Iwasa Tech. Co., Ltd., Ex-President of JGMA

(The Japan Gear Manufacturers Association), aizokubo@hera.eonet.ne.jp

Abstract: В статье дается обзор потребностей рынка зубчатых передач в ближайшие 10 лет. Приводится классификация зубчатых передач, описаны перспективные технологии. В докладе также представлено современное состояние японской зубчатой промышленности.

1. The world in 10 years and the gears demanded

The most important point we should recognize is that the Asian population of middle class increases by 1 billion in the next 10 years.

The influence of this on economics and consequently on politics is far stronger than the influence of polarization of people into rich and poor classes.

In the human history it is the first experience that such large amount of population shifts into the middle class.

Behavior to satisfy this rising middle class could not be stopped, because this movement is based on their demand as fundamental human desire.

Serious problems such as battles to get resources, shortage of foods etc. are driven by this tide of desire.

Gear boxes in the next future must satisfy the desire for better life of such people of rising middle class.

Consequently the amount of gear box production will increase in mass.

This will be the biggest target market for us, gear manufacturers.

2. Class differentiation of gears demanded

2.1. Popular cheap edition: *Gear box that people of poor class demands*

This market and the gear box production is not target of Japanese gear manufacturers.

The price in this category must be low and the Japanese production cost makes the entry of Japanese gear manufacturers into this market impossible.

2.2. Moderate price but high performance edition: *Gear box that people of the middle class demands.*

The key word for the middle class people is “Desire to enjoy comfortable life”.

According to this demand, the market of gear box will aim the feature: small & light and quiet, but cheap.

Comparable performance of gear box as today’s products is OK also in 10 years, but the price must be lower than 50% of today’s products.

2.3. High precision, high performance edition:

The special market that the state puts her budget in, such as big national project and defense.

The market concerning frontier technology that will bring tremendous gain in the future demands such gear box.

The demands exist in e.g. automotive, aeronautics, sea technology, IT technology and medical & nursing equipment industry .

To realize such gear box, steady investment for research and development is the must.

3. New technology to be developed

3.1. Art for cheap but high precision gear production:

“How we produce gear boxes economically” is the key technology that will support the life of rising middle class with their satisfaction.

The progress of this technology is the biggest task for us, gear manufacturers. Technological revolution is expected

- (a) in gear parts made from new material, e.g. sintered metal and plastics,
- (b) in production technology in terms of machining time and gear accuracy,
- (c) in design methodology to pursuit small, light and durable gear box.



Industry of developing country will also come in this field with imported technology and with low workers cost, that brings serious cost battle in Japanese gear industry.

Sophisticated construction of complex gear arrangement that enables light gear box with special feature such as torque vectoring, high torque and thrust capacity and so on will be invented by some ingenious people.

3.2 Art for ultimate high precision gear production:

The demands for the technology that will raise the presence of a nation in the world will realize some unique extra-ordinal performance of gear box that was thought to be almost impossible from the today's ordinal engineer's sense.

Such fields are (a) aeronautical development, (b) Deep sea development, (c) Defense

Technology transfer from those fields to public welfare production will raise the technological level of the country.

4. Japanese gear industry

The taught of Buddhism: Every thing is not existing and product will ruin and life will vanish.

From that sense, Japan is getting old and we have difficult problems in shortage of young potential mechanical engineers and in shortage of investment .

Such problem may become more serious in the next future.

Supremacy of Japanese is

(a) Mass production art of relatively high quality goods with economical cost

(b) Common activity for quality control in production

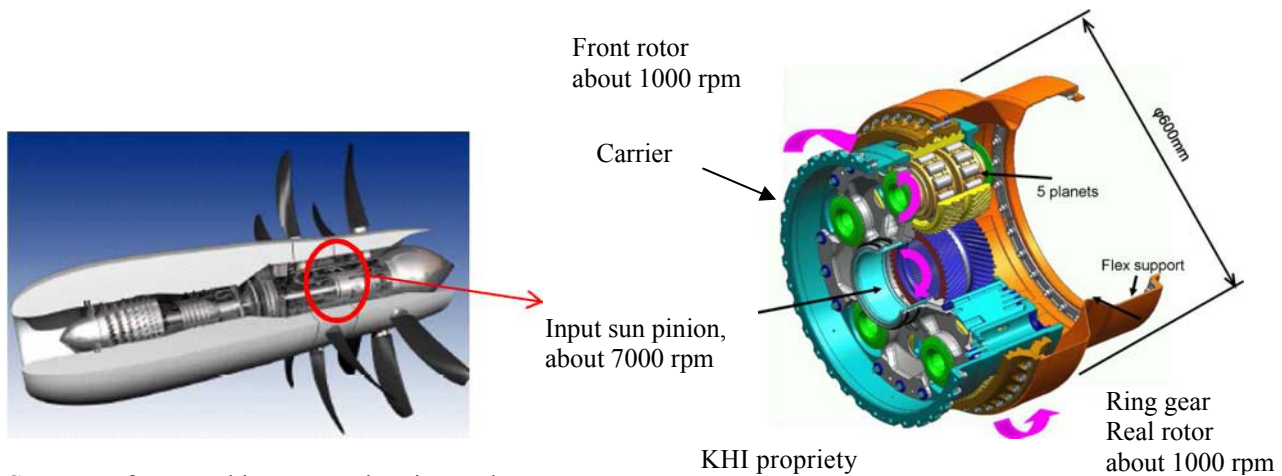
Also in this field though, we have to face serious competition in the today's world atmosphere, that demands money-cut and money-cut in short view of business administration.

In some special field in gear technology, Got sei Dank, continuous investment and strong activity for technological revolution is working on course.

Some examples are as follows:

4.1. Ultra high efficiency gear box

Gear box of CRP drive for coming Open Rotor turbo fan engine



Courtesy of Kawasaki Heavy Industries, Ltd.

One stage planetary gearing, sun pinion input and carrier / ring gear output Rated power: 18,000 HP, Max. atmospheric temperature: 200 deg.C

Very light construction: 159 kg

Input shaft speed & torque: 7,000 rpm / 18,400 Nm, Output speed: 1000/1000 rpm Module: 3 PA: 22.5 deg. Helix angle: 30 deg.

Tooth width: Sun: 45.5x2, Planetary: 43.5x2, Ring gear: 38.5x2 mm Gear material: Pyrowear 53 (AMS 6308)

In gear design, special tooth height and 3D tooth flank form modification and special tooth fillet and bottom form is incorporated. Much CFD and other simulation technique was used.

Rated endurance test per EASA CS-E740 was conducted.

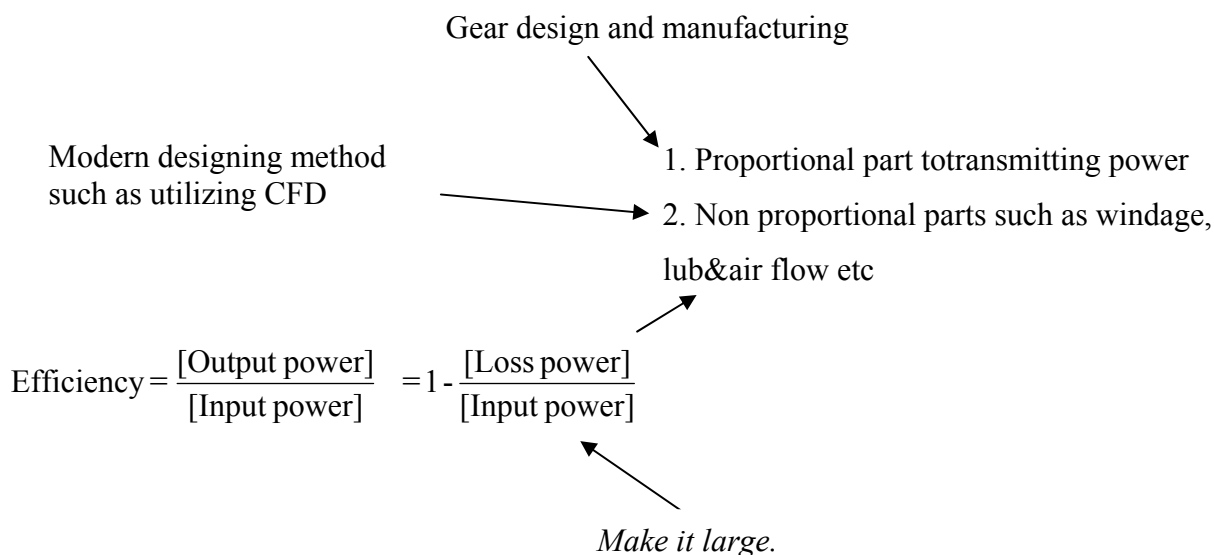
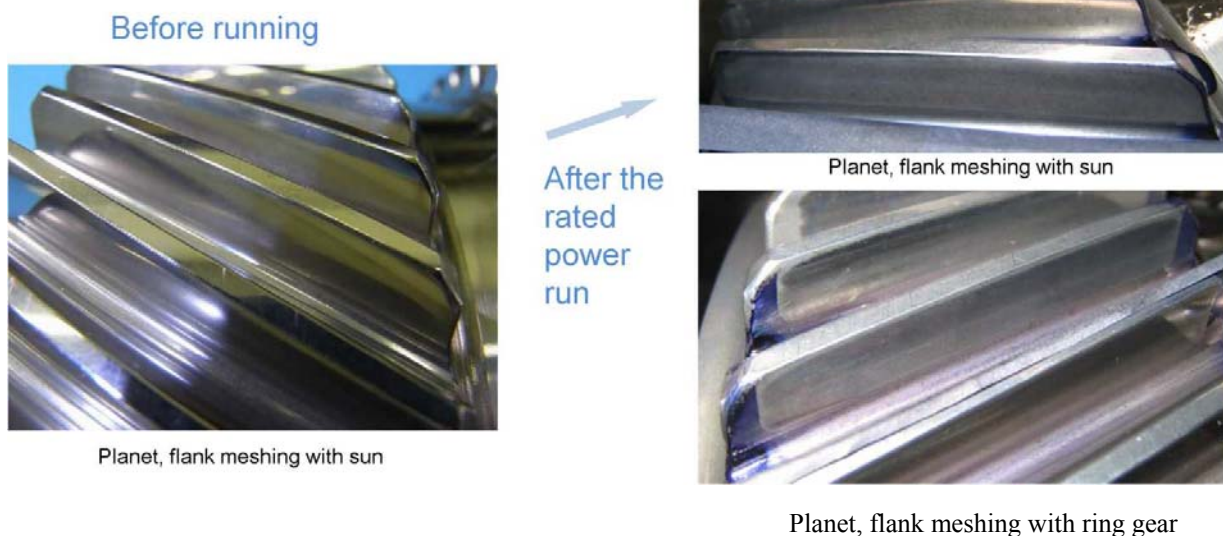
The measured power transmitting efficiency has shown 99.5 ~ 99.6 %.

Many gear specialists said that is not true. “You have made some mistakes in measurement.”

The developing team has checked this value and the facilities in detail under cooperation of gear specialists and measuring specialists from out side of KHI using more than 6 months.

Reliability of measuring facilities is +/- 0.1 % at MTO driving condition.

The conclusion now is that we should judge this measured efficiency of 99.6 % is true !



To achieve very high efficiency

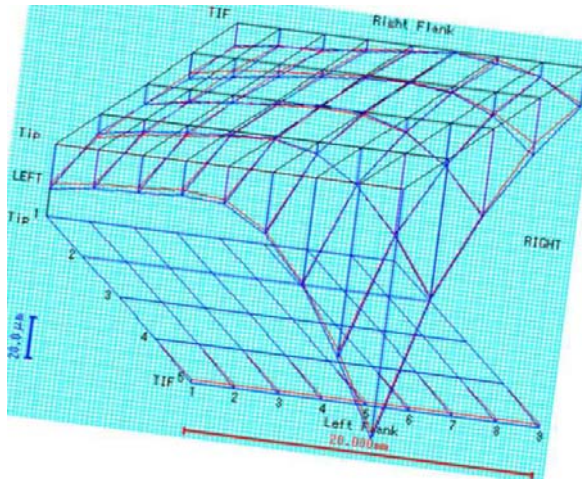
1. Make the average stress level as high as possible,
2. Reduce the load-dependent powerloss by good gear design and manufacturing,
3. Reduce the speed-dependent powerloss, especially windage and lub.flow loss by utilizing CFD

4.2. Ultra high accurate gear grinding machine to realize arbitral 3D tooth flank form modification

To improve the performance of strong helical gears, 3D tooth flank form correction at meshing-in edge is very effective, but not easy to grind accurately.

Newly developed 5-axis grinding machine does that job without difficulty.

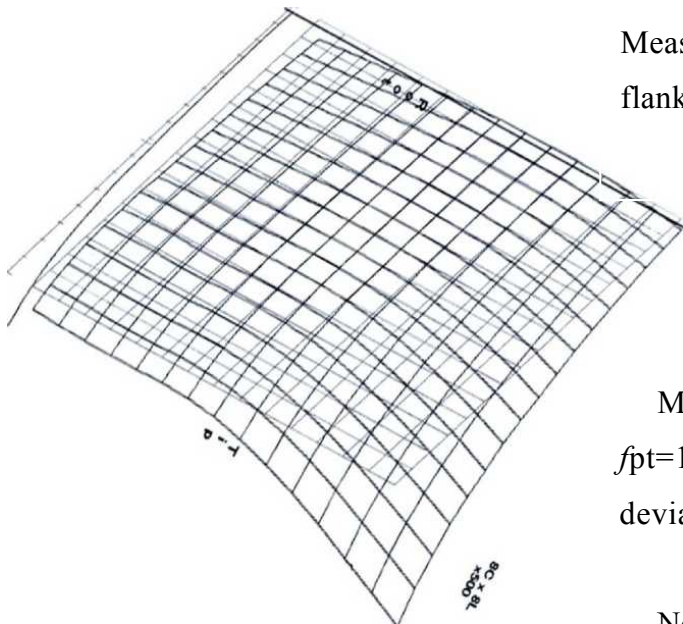
1 pass grinding for simultaneous involute & fillet of trochoidal form



Helical gear
 $m_n=3$, $z=19$, $a=17.5$, $p=35$,
 $d=69.584$, $b=2$

Courtesy of YASDA Precision Tools Co.

Aimed 3D tooth flank form correction (red curve)
 and simulated ground figure (blue curve) on the POA



Measured tooth
 flank form deviation
 on the POA

The max. deviation between
 aimed and measured 3D figure is
 around 2 to 3 mm, at edge 5 mm.

Measured single pitch deviation
 $f_{pt}=1.3\mu\text{m}$ Total cumulative pitch
 deviation $FP=2.5\mu\text{m}$ ISO 1328-1, class 1.

Non-involute gear can also be ground
 with same accuracy

Bigger machine GT130 can grind gears to 1300 mm diameter with 4 mm cumulative pitch deviation.

Internal gear can also be ground.

Only with good designing and good manufacturing, we have a good future in gear technology.

NECESSITY OF 3D TOOTH FORM CORRECTION AS FUNCTION OF TOOTH LEAD FORM CORRECTION

*A. Kubo, Dr.-Ing., Prof., Research Institute for Applied Sciences, Kyoto 606-8202 Japan
aizokubo@hera.eonet.ne.jp;*

Abstract: Crowning lead form correction makes tooth stiffness considerably weaker and induces strong trochoidal interference. Sometimes spalling failure and partial tooth breakage is the result of development of small surface failure triggered by such trochoidal interference. With conventional gear design method, this strong effect of crowning on trochoidal interference and consequently on load carrying capacity of gears is not taken in consideration and gear troubles increase.

Keywords: gear reliability, gear design, crowning, trochoidal interference, form correction

НЕОБХОДИМОСТЬ 3D МОДИФИКАЦИИ ЗУБЬЕВ КАК ФУНКЦИИ ИЗМЕНЕНИЯ ВЫПУКЛОСТИ ПРОФИЛЯ ЗУБА

*А. Кубо, д.т.н., проф., Исследовательский институт прикладных наук,
Киото, 606-8202, Япония, aizokubo@hera.eonet.ne.jp;*

Аннотация: Изменение передней выпуклости профиля значительно снижает прочность зуба и вызывает сильную трохоидальную интерференцию. Иногда разрушение от растрескивания и частичная поломка зуба являются результатом развития небольшого поверхностного разрушения, вызванного такой трохоидальной интерференцией. Традиционный метод проектирования зубчатых передач не учитывает такое значительное влияние модификации на трохоидальную интерференцию, и, следовательно, на нагрузочную способность зубчатых передач, поэтому дефекты зубчатых передач возрастают.

Ключевые слова: надежность зубчатых передач, проектирование зубчатых передач, бочкообразность, трохоидальная интерференция, модификация формы

Introduction

Alignment of shafts in actual usage of gearbox is usually somewhat different from the designed state. This causes uneven load distribution on tooth flank and that is major cause of frequent gear failure. To escape from this unavoidable cause of gear trouble, most of gears incorporate a lead form correction of crowning. The design of such crowning is carried out by experience or by analyzing load distribution in tooth width direction on tooth flank. There are however many cases of failure of highly loaded gears today, that the cause or trigger of failure is not the stress induced by

“inv.helicoid to inv.helicoid” contact, but is the high stress due to tooth tip edge contact, i.e. high stress during the contact of trochoidal interference.

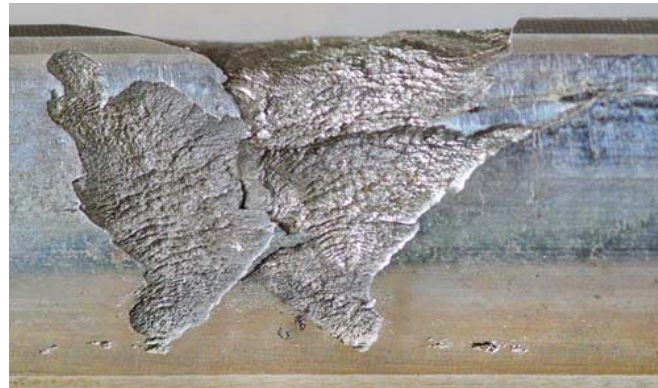


Fig. 1. Flaking failure of tooth flank

1. Examples of failure

So called spalling or case crushing or flaking as shown in Fig.1 is an example of the result of such tooth flank failure at the middle of tooth width where the lead crowning makes the 3D position of the tooth flank most projected. Fig.2 shows another example of the same kind of failure, but in this case damaged addendum still stays on the tooth. Subsurface crack initiated from the apex of triangular spalled off part on dedendum proceeds between case and core inside carburized hard gear tooth and it reaches back flank of the tooth, cf. Fig.3. Such failed part of tooth falls off during the operation and partial tooth breakage as shown in Fig.1 is resulted.



Fig.2. Middle stage of flaking progress



Fig.3. Crack on back flank of the tooth

From the out-look of Fig.1 or of Fig.2, it is not so clear to recognize, at what position near tooth root does the tooth tip edge of mating driven gear comes to contact. Fig.4 shows the replica figure of the failure shown in Fig.2. The change of surface texture of tooth flank is easily seen on the acetylcellulose replica than the case of actual photo. Almost half depth of the dedendum is rubbed strongly by tooth tip edge. The depth of trochoidal interference is usually believed as the narrow scratched band near tooth root, but actual depth is far longer than that. When you give optimal

lighting at photograph, you can observe such clear state of trochoidal interference on actual tooth flank as shown in Fig.5.

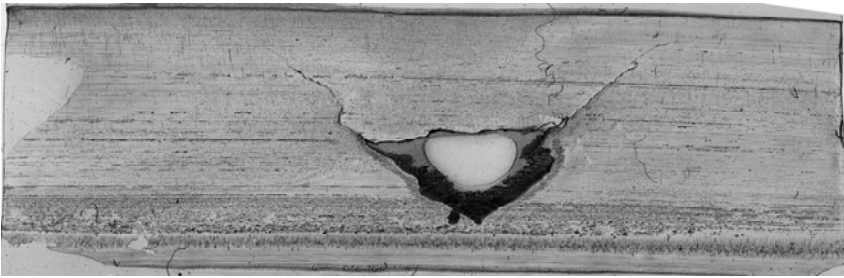


Fig.4. Replica figure of fig.2.

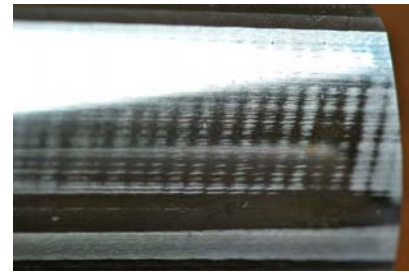


Fig.5. Region of trochoidal interference on dedendum

2. Contact of tooth tip edge

Fig.6 shows a beginning state of tooth meshing of involute gears. A meshing tooth pair exists near the middle position of AB, though it is not shown in this figure. Due to elastic deformation of meshing tooth pair under load transmission and due to lead crowning or existence of pitch error etc., rotational position of driven gear delays from the theoretical position defined by the tooth form position of driving gear. The theoretical beginning point of meshing is B. That means, when the tooth tip edge of driven gear exists at B, the involute curve of tooth form of driving gear passes that point B. When rotational delay exists, the beginning point of meshing moves: when the tooth tip edge of driven gear comes to C, the involute curve of tooth form of driving gear passes this point C. That

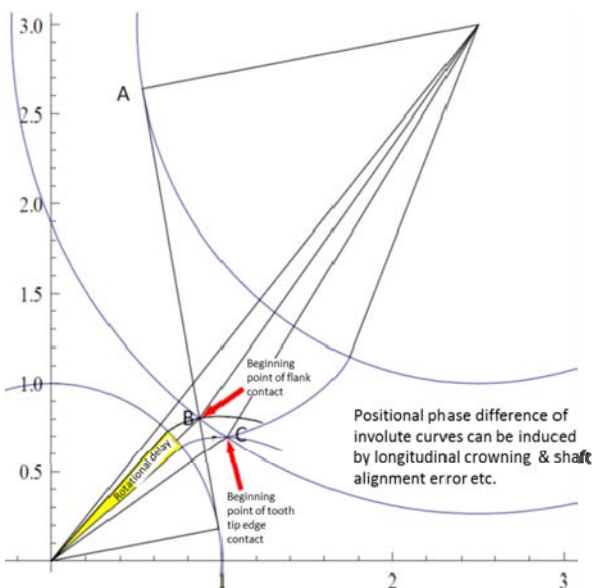


Fig.6. Beginning of tooth contact outside of LoA

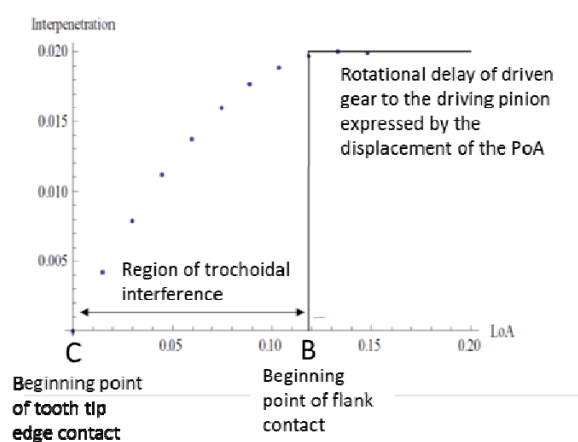


Fig.7. Tip interpenetration and rotational delay during trochoidal interference

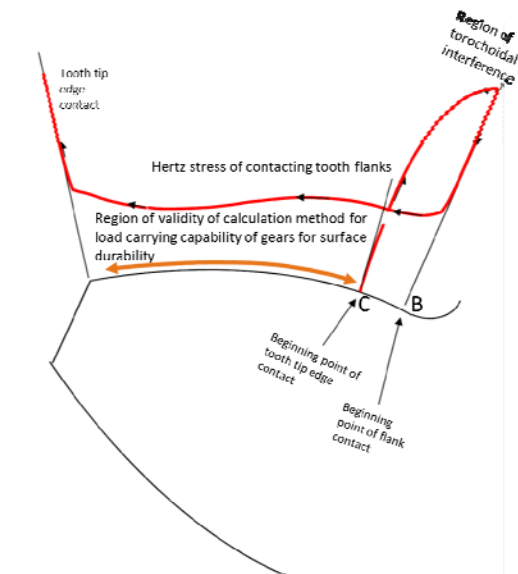
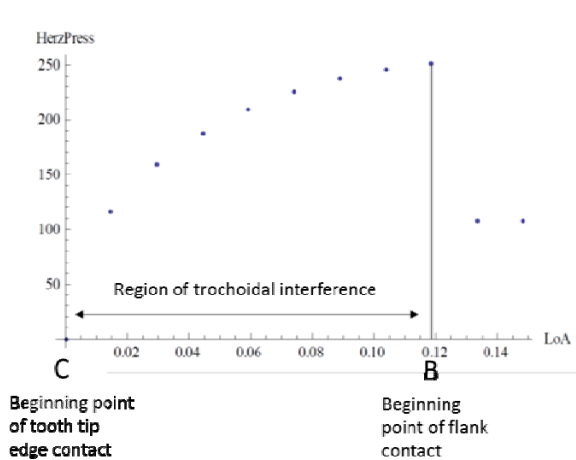


Fig.8. Contact stress during trochoidal interference Fig.9. Contact stress over tooth form

means the point C is the actual beginning point of contact. The tooth tip edge of driven gear rubs the dedendum of driving tooth from point C to point B. When the position of contact reaches the point B, tooth flank of involute helicoid of driven gear first comes in contact with tooth flank of driving tooth. The “inv.helicoid to inv.helicoid” contact of tooth forms begins here as taught by gear theory and the contact point moves from B toward A on the line of action. The interpenetration of tooth tip edge into the dedendum of driving gear changes as shown in Fig.7.

3. Stress distribution over tooth form

One example of contact stress as function of gear rotation during the trochoidal interference (from C to B) is shown in Fig.8. The Hertzian stress during edge contact is always far higher than that of contact between involute helicoids as seen in Fig.8. When the state of contact stress is expressed on gear tooth, it becomes as shown in Fig.9 schematically. The stress during “tooth flank to tooth flank” contact is not so high in comparison with that of tooth root and with that of tooth tip where trochoidal interference occurs. All the prediction methods today for load carrying capacity of tooth flank are valid only for “tooth flank to tooth flank” contact. They are not valid in the region of trochoidal interference. And many actual causes of gear failure is triggered by the surface problem occurred inside such rather wide region of trochoidal interference.

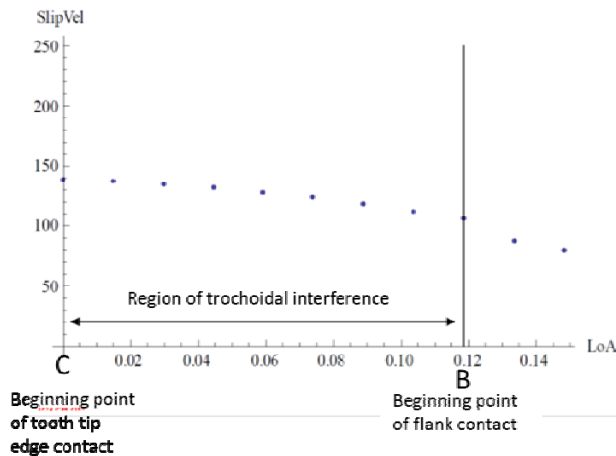


Fig.10. Slip velocity during trochoidal interference

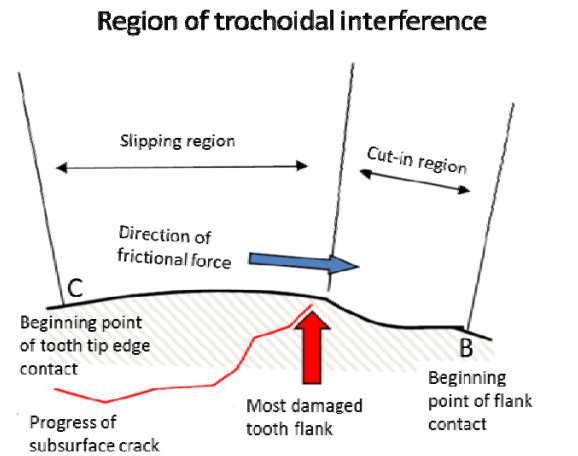


Fig.11. Surface state inside trochoidal interference region

Fig.10 shows the state of slipping velocity. During tooth tip edge contact, slipping velocity increases further and it is larger than the max. value of tooth flank contact. The results of Figs.7 & 8 means, the state of stress and frictional heat generation during trochoidal interference is severer than the state during tooth flank contact. Because material fails where the induced stress, including temperature and lubricating condition, becomes the highest, trochoidal interference should be eliminated.

Fig 11. shows the schematic state of trochoidally interfered dedendum surface. The pitch point exists in the outer left side of the figure. At point C, tooth tip edge of mating gear comes in contact. The dedendum flank of driving gear suffers strong contact stress and frictional force & heat there to form “slipping region”. But at some position, the surface could not bear further stresses and the tooth tip edge cuts into the dedendum surface to make the “cut-in region”. Then an inflection point in tooth form curve is created at the joining position of “slipping region” and “cut-in region”. Contact stress there becomes then high and often foreign object such as wear debris is crushed there. As the result, subsurface crack initiates from that point. This is the reason why the failure shown e.g. in Fig.1, Fig.2 etc. shows an apex as the initiating point of flaking.

4. Increase of rotational delay due to lead crowning and tooth form correction

Rotational delay is the major cause of trochodal interference. One of the main causes of the rotational delay is elastic deflection of meshing tooth pairs. In the field of power transmitting gears, almost all gears have tooth flank form correction to obtain good tooth flank bearing. On the other hand, many researcher investigated stiffness of gear tooth and the result is incorporated into gear design standard. These tooth stiffness value is though always the stiffness of tooth that realizes

100% tooth contact bearing. Fig.12 shows an example to indicate the big influence of tooth flank form correction on the value of tooth stiffness. For instance, the average stiffness of meshing tooth pair with 0.06 mm lead crowning and 0.03 mm tooth form correction is ca.1.8 times softer than that of correction free ideal gears. When the lead crowning of this gear is designed without this knowledge, it is a rational result that this gear would have gear failure such as Fig.1 or 2, in spite of its having fairly large margin of safety factor for tooth flank durability calculated by standard calculating method for load carrying capacity of gears.

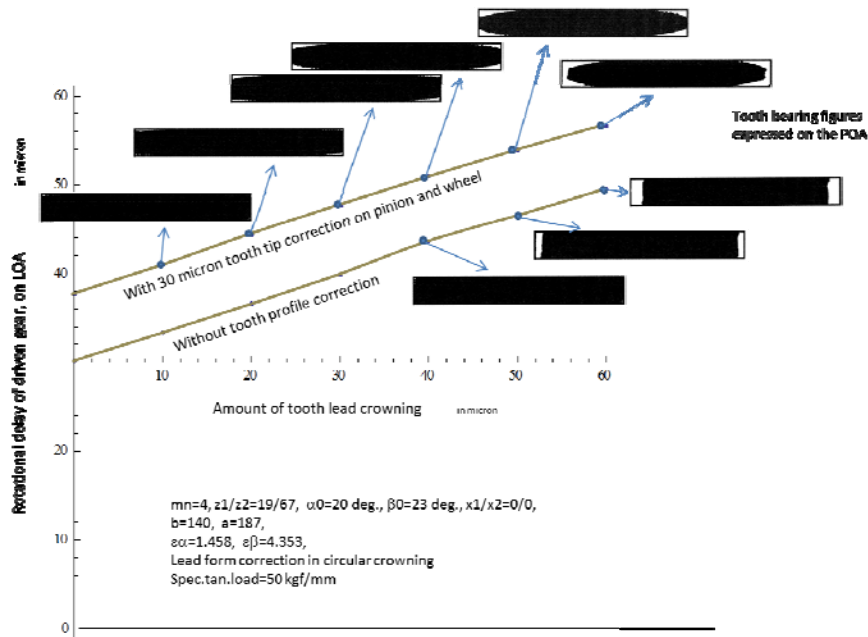


Fig.12. Decrease of mesh-tooth-stiffness due to tooth flank form correction

5. Trochoidal interference and mal-effect about surface durability

Fig.13 shows an example of such gear failure. The tooth bearing pattern in tooth width direction is OK, but on dedendum, you can observe strong trace of trochoidal interference in the form of crowning. And the flaking failure initiated from that position.



Fig.13. Trochoidal interference due to lead crowning and flaking failure

Fig.14 shows an example to show a tooth bearing of heavily loaded spur gear with lead crowning. At tooth tip edge, worn figure in the form of crowning is observed. At the inflection line between this worn part and addendum flank, in the middle of tooth width, pitting occurs as the result of high

contact stress. On the dedendum flank, normally worn tooth flank is seen as whitely reflected part. Beneath this dedendum, black narrow band is observed. This is the region of trochoidal interference. It is very important to know that the width of this trochoidal interference is different from the width

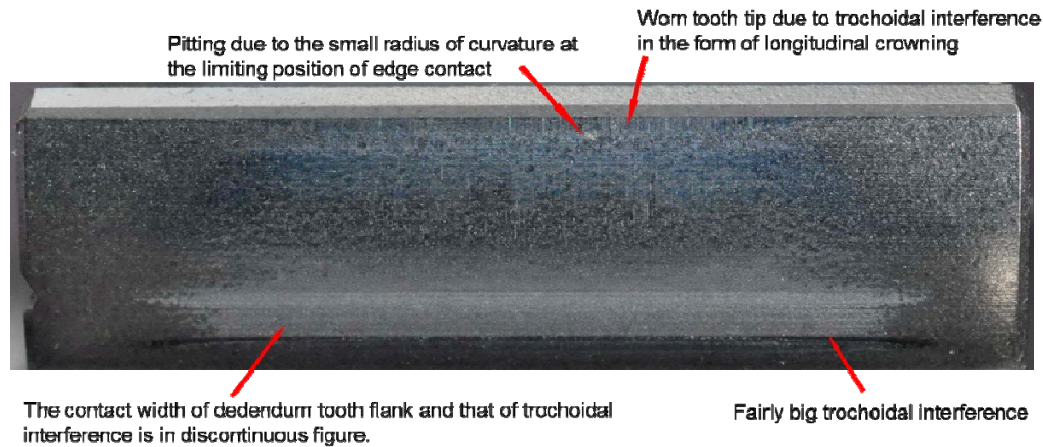


Fig.14. Tooth bearing figure, trochoidal interference and tooth tip wear

of tooth flank contact on dedendum. That means the region of tooth tip edge contact and that of tooth flank contact is discontinuous, or stress change there is so sudden as seen in Fig.9. This is the reason why the tooth tip edge strongly contacts, though the addendum tooth flank near tooth tip shares so little load distribution.

Conclusion

At designing tooth lead correction in crowning form, you have to check the danger of possible trochoidal interference that normally not covered by standard calculating method for load carrying capability of gear tooth flank. Gear tooth design to avoid tooth edge contact under keeping good load distribution on tooth flank is demanded.

DESIGN OF HEAVY-LOADED LOW-SPEED GEARBOXES OF PIPELINE VALVES OF THE 3RD GENERATION

A.S. Kuznetsov, PhD, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, andrkuzn@istu.ru,;

E.V. Lukin, post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, lukine@yandex.ru, ;

A.M. Sannikov, post-graduate,

Kalashnikov Izhevsk State Technical University, alexl_87@mail.ru

Abstract: The sequence of spiroid gearboxes design, which allows developing a rational gearbox construction by minimum number of iterations is considered. It takes into account peculiarities of the constructions and specific conditions of the gearboxes operation.

Keywords: design, construction work, spiroid gearbox.

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ТЯЖЕЛОНАГРУЖЕННЫХ НИЗКОСКОРОСТНЫХ РЕДУКТОРОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ 3-ГО ПОКОЛЕНИЯ

*A. С. Кузнецов, канд. техн. наук, Ижевский государственный технический университет
имени М.Т. Калашникова (ИжГТУ), andrkuzn@istu.ru, ;*

*Е.В. Лукин, аспирант, ИжГТУевский государственный технический университет им.ени
М.Т. Калашникова, lukine@yandex.ru, ;*

*А.М. Санников, аспирант, ИжГТУ им. М.Т. КалашниковаИжевский государственный тех-
нический университет имени М.Т.Калашникова, alexl_87@mail.ru*

Аннотация: Рассматривается последовательность проектирования спироидных редукторов, позволяющая разработать рациональную конструкцию редуктора с наименьшим числом итераций. Она учитывает особенности конструкций и специфику условий работы редукторов.

Ключевые слова: проектирование, конструирование, спироидный редуктор.

Введение

Применение спироидных передач (СП), обладающих объективными преимуществами в сравнении с другими видами передач [1, 2 и др.], позволяет создавать редукторы трубопроводной арматуры (ТПА), отличающихся компактностью, высокой нагрузочной способностью и надежностью. Однако проектирование таких редукторов сопряжено с необходимостью учесть большое число ограничений конструктивного и технологического характера: пересечение конструктивных элементов как внутри редуктора, так и с элементами запорного узла и арматуры, требование минимизации литейной, станочной и зуборезной оснастки и др. Указанные ограничения возникают на различных по своей направленности этапах проектирования и в ряде случаев противоречат требованиям повышения прочности и надежности. Эти обстоятельства усложняют процесс проектирования и обуславливают его цикличность. В статьях [3 и 4] был предложен

подход к процессу проектирования, обеспечивающий существенное снижение числа итераций-возвратов путем применения рациональной последовательности проектирования, на более ранних этапах которой введены функциональные зависимости для вычисления параметров узлов и деталей редуктора, участвующих в конструктивно-технологических ограничениях на более поздних этапах. В данной статье отражены особенности проектирования четвертьоборотных спироидных редукторов 3-го поколения на базе предложенного подхода.

Конструкция спироидного редуктора 3-го поколения

Спироидный редуктор ТПА устанавливается на фланец запорного узла (ЗУ) и обеспечивает приведение в действие его исполнительного органа – пробки или диска (см. рис. 1). На входном валу редуктора устанавливается либо электропривод вращательного действия, либо маховик для ручного управления. В силу этого спироидный редуктор структурно должен содержать (см. рис. 2): корпусные и монтажные детали – корпус 1, основание 2, фланец (крышка) 3; исполнительные детали, обеспечивающие повышение вращающего момента от привода к штоку ЗУ – переходная втулка 4, не имеющая в редукторе самостоятельных опор и базируемая штоком ЗУ, спироидный червяк 5, его подшипниковые опоры (радиальные 7 и 8, осевая 9), кольцо разрезное 10, спироидное колесо 6, его подшипниковые опоры СК (радиальная 11, осевые 12 и 13), крышка 14; жесткие механические упоры 15, ограничивающие угол поворота выходного вала.

Последовательность процесса проектирования редуктора ТПА

Проектирование заключается в поиске таких размеров всех конструктивных элементов редуктора, которые бы обеспечивали выполнение следующих основных исходных требований (полный перечень требований, предъявляемых к редукторам ТПА, приведен в [2]):

1) требования к нагрузочным характеристикам и режиму работы: диапазон вращающих моментов, циклограмма нагружения за один цикл, ресурс (циклов), максимальная частота вращения входного вала (обычно 180 мин^{-1}), диапазоны передаточных отношений;

2) требования к присоединительным элементам редуктора на входном валу для установки привода и на выходном – для установки редуктора на фланец и шток ЗУ; с целью соответствия как можно большему числу размеров ЗУ потребителей, требуется реализация нескольких вариантов присоединений и на входном и на выходном валу (не менее 3-х по размерам фланцев и более 5-и по размерам штоков для каждого фланца), с ориентацией как на требования стандартов, например, ISO 5211 и/или 5210, так и на специальные требования потребителей;

3) технологические требования, определяемые как возможностями технологического оснащения конкретного предприятия, так и элементарными геометрическими пересечениями элементов системы СПИД при реализации параметров станочных наладок.

В отличие от классического проектирования редуктора [например, 7], в котором проектирования каждого узла (передачи, валов, опор, корпуса) выполняется последовательно и в извест-

ном смысле обособлено, разработанная последовательность проектирования разбита на этапы таким образом, чтобы поиск решения для каждой детали и узла выполнялся с учетом геометрических связей, возникающих между их параметрами и параметрами соседних с ними деталей и узлов и определяющих ограничения в выборе этих параметров. Переход между этапами осуществляется только при выполнении условий соответствующих ограничений. Последовательность при этом оказывается максимально линеаризованной поскольку возникающие возвраты на более ранний(е) этап(ы) проектирования не требуют повторного решения задач, следующих за ним(и). В силу ограниченного объема публикации опишем кратко каждый этап проектирования (для удобства поиска используемых функциональных зависимостей и их сравнения они сведены в таблицу 1, а участвующие в них параметры деталей и узлов описаны в таблице 2).

Таблица 1 –. Зависимости, используемые при проектировании редуктора

№ ф-лы	Функциональная зависимость	№ф-лы	Функциональная зависимость
1	$d_{пер} \geq \max\{d'_{пер}; d''_{пер}; d'''_{пер}\}; d'_{пер} = D_{отв} + 2d_{в.к} + 12;$ $d''_{пер} = D_{отв} + 2t_1 + \frac{4T_{2пик} \cdot 1000}{(D_{отв} + 2t_1) \cdot L_{отв} \cdot \sigma_T}; d'''_{пер} = \frac{B_{отв}}{\sqrt{2}} + \frac{\sqrt{2} \cdot T_{2пик} \cdot 1000}{L_{отв} \cdot B_{отв} \cdot \sigma_T}$		
2	$1,1 < d_{пер} \setminus a_w < 1,48$	3	$d'_{a1} \approx 0,697a_w \cdot i^{-0,016}$
4	$d''_{a1} \leq 2 \times \left(a_w - \sqrt{(0,5d_{пер} + 3 + M)^2 - B_1^2} \right)$	5	$d_{(1)} \geq \max\{d'_{(1)}; d''_{(1)}\}$
5а	$d'_{(1)} = 2 \times \left(\sqrt{(0,5D_{i2} - a_w)^2 + B_2^2} - M - 3 \right)$	5б	$d''_{(1)} = 2 \times (a_w - 0,5d_{пер} - M)$
6	$l_{cp} \geq \sqrt{(0,5D_{e2} + 3 + t_k + (2...2,35d_{oc}))^2 - a_w^2} + 2d_{фл}$	8	$l_{(2)2} \geq B_1 + b_1 + b_k + b_{б.ч} - l_p$
7	$l_{(2)1} > \sqrt{(0,5D_{e2} + 3 + M)^2 - (a_w - l)^2} - l_p; l = 0,5d_{(2)} \cdot \sin(\arccos(2B_2 / d_{(2)})); l_p = \sqrt{((D_{e2} + D_{i2})^2 / 16) - a_w^2}$		
9	$d_{(2)} \geq \sqrt{4F_{a1} / \pi[\sigma_{см}] + D_{2.1}^2}; D_{2.1} = d_{a1} + 2 \cdot 3$	10	$b_{б.к} = F_{a1} / [\tau_{cp}] \cdot \pi \cdot d_{y.п}$
11	$b_{кол} (b_{б.ч}) = F_{a1} / [\tau_{cp}] \cdot \pi \cdot D_{(2)}$	12	$D_{ст} \leq D_{033} - D_{3y} - (10...15)$
13	$m \leq \min\{4,5(D_{ст} - (0,09...0,11D_{ст})) - D_{пер}; 4,5(D_{cm} - 2b_{cm} - D_{пер})\}; b_{ст} \geq 0,5 \left(D_{ст} - \sqrt{D_{ст}^2 - \frac{8R_{(4)}}{[\tau_{cp}]}} \right)$		
14	$B_{(4)} \geq \sqrt{F_{t2}^2 + F_{t2}^2} / (\pi \cdot D_{ст} [p] \cdot \Delta_s)$	15	$D_{(6)} \geq \sqrt{(4S_{(6)} \cdot \pi + (d_{пер} + \Delta_{32})^2)}$
16	$D_{(5)} \geq \sqrt{(4S_{(5)} \cdot \pi + (D_{ст} + \Delta_{32})^2)}$	17	$S_{(6),(5)} = Z_{(6),(5)} / [p] \cdot \Delta_s$

1. *Расчет предварительных данных.* На этом этапе предварительно определяются: максимальный наружный диаметр $d_{пер}$ переходной втулки по заданным размерам вариантов присоединений к ЗУ согласно (1); параметры схемы передачи a_w, d_{e2} и d_{a1} . Параметры $a_w \approx 4,2 \cdot \sqrt[3]{T_{2макс}}$ [2], с учетом обеспечения требуемого расстояния между витками червяка и переходником по (2), и $d_{e2} \approx 13 \cdot \sqrt[3]{T_{2макс}}$ [2] определяются по заданному максимальному вращающему моменту $T_{2макс}$. Параметр d_{a1} определяется согласно эмпирической зависимости (3) с учетом ограничения (4). Здесь также осуществляется предварительный подбор диаметров тела червяка и вариантов его

опор по известным зависимостям, адаптированным к данной задаче [3], с учетом (5б).

Таблица 2. – Параметры деталей и узлов редуктора

Парам.	Единица	Расшифровка обозначения
$d_{пер}$	мм	диаметр переходника
$D_{отв}$	мм	максимальный диаметр штока запорного узла арматуры
$d_{в.к}$	мм	диаметр винтов крепящих крышку
t_1	мм	глубина шпоночного паза
$T_{2пик}$	Нм	пиковый вращающий момент на штоке запорного угла
$L_{отв}$	мм	длина шпоночного соединения редуктора со штоком крана
σ_m	МПа	передел текучести
$B_{отв}$	мм	длина стенки квадрата
d_{a1}	мм	наружный диаметр спироидного червяка
i	мм	передаточное отношение, оговоренное в ТЗ
a_w	мм	межосевое расстояние
Z	мм	зазор между корпусом и другими деталями
M_f	мм	толщина стенки корпуса после механической обработки
B_1	мм	удаление витков червяка от оси колеса
$d_{(1)}$	мм	максимально возможный диаметр подшипниковой опоры «а»
D_{i2}	мм	внутренний диаметр спироидного колеса
B_2	мм	расстояние от оси вращения червяка до верхней плоскости колеса
$d_{(2)}$	мм	наружный диаметр упорного шарикового подшипника
F	Н	силы, возникающие при зацеплений
$[\sigma_{см}]$	МПа	Допустимое напряжение смятия
$D_{2.1}$	мм	диаметр в горловине корпуса под червяк
$b_{б.к}$	мм	ширина упорного буртика корпуса
$[\tau_{ср}]$	МПа	Допустимое напряжение среза
$b_{кв}(b_{бч})$	мм	ширина кольца (буртика червяка)
$D_{(2)}$	мм	диаметр подшипниковой шейки
D_{e2}	мм	внешний диаметр спироидного колеса
$l_{(2)}$	мм	минимальное расстояние от полюса зацепления до торца опоры «b»
l_p	мм	расстояние от оси колеса до полюса зацепления
b_l	мм	длина нарезанной части витков спироидного червяка
b_k	мм	ширина канавки у червяка для выхода шлифовального круга
$l_{(1)}$	мм	минимальное расстояние от полюса зацепления до торца опоры «а»
B_1	мм	удаление витков червяка от межосевой линии
$l_{гр}$	мм	минимальное расстояние от оси колеса до торца горловины
$d_{\alpha}(d_{фл})$	мм	диаметр винта, крепящий основание (фланца) к корпусу
$D_{ст}$	мм	диаметр ступицы спироидного колеса
$D_{озу}$	мм	диаметр расположения отверстий под запорный узел арматур
$D_{зу}$	мм	диаметр отверстий под запорный узел арматуры
$B_{(4)}$	мм	ширина радиального подшипника скольжения колеса
$[p]$	МПа	допустимое давление материала подшипника скольжения
Δ_s	–	коэффициент, учитывающий, какой процент площади используется опорой при работе
$D_{(i)}$	мм	наружный диаметр i -го упорного подшипника спироидного колеса
S_i	мм ²	площадь i -го упорного подшипника спироидного колеса
$Z_{(S)R_{(4)}}$	Н	реакция, воспринимаемая подшипниковой опорой
Δ_{32}	–	зазор между подшипником и деталью
m	мм	модуль шлицевого соединения
$b_{ст}$	мм	ширина ступицы спироидного колеса
H	мм	ширина стенки корпуса под упор
d_v	мм	диаметр упора
L_v	мм	плечо приложения нагрузки на упор
$R_{сек}$	мм	радиус сектора
φ_R	град	угол положения центра радиуса сектора колеса

2. *Синтез рабочего и станочного зацепления передачи* [2, 10]. На этом этапе осуществляется проектирование ряда передач с требуемыми передаточными отношениями. Здесь, в том числе, решается задача унификации заготовки колеса и/или червяка, а также задача применения существующей номенклатуры зуборезного инструмента (но и, в случае необходимости, не ограничиваясь ею), при условии технологической реализуемости станочной наладки зубофрезерования [10]). Последним шагом данного этапа является анализ нагруженного контакта с учетом влияния технологических погрешностей (их предварительной оценки).

3. *Проектирование узла червяка*. Выполняются проектировочный и проверочный расчеты прочности вала червяка и его опор по известным методикам [7, 8 и 9], адаптированным к описываемым задачам [2, 3 и 5], с учетом таких геометрических ограничений, как обеспечение требуемых расстояний (зазор S и толщина стенки корпуса M) между нарезанной частью червяка и диаметром ступицы переходника по (4), между опорой 7 и колесом по (5а), между опорой 7 и переходником по (5б), опоры 9 и наружным диаметром основания по (6) и колеса по (7) и (8), требуемой прочности корпуса и червяка под опорой 9 по (9), (10) и (11), а так же с учетом дефицитности и стоимости подшипников качения.

4. *Вычисление параметров конструктивных элементов узла спироидного колеса*. Осуществляется согласно известным подходам [7 и 8]. Учитываются ограничения по диаметральным по (12) и осевым по (14) размерам ступицы колеса, размерам шлицевого соединения по (13) и диаметрам подшипников 12 и 13 по (15) и (16).

5. *Расчет конфигурации сектора спироидного колеса*. Здесь осуществляется расчет величины радиуса R границ сектора колеса (рис. 3), взаимодействующих с торцами упоров «ОТКР» и «ЗАКР» (по причине ограниченного объема функциональные зависимости в данной статье не приводятся). Учитываются требования к диапазонам регулировки углов поворота колеса в положении «ЗАКР» от -5° до $+10^\circ$ и «ОТКР» от -20° до $+5^\circ$, отсутствия внедрения боковых поверхностей упоров в тело колеса при углах « -5° » и « $+5^\circ$ », а так же исключения выхода из зацепления червяка с колесом при углах « $+10^\circ$ » и « -20° ».

Этапы 4-6 сопровождаются пространственным параметрическим моделированием для проработки общей компоновки редуктора и проверкой дополнительных трудно формализуемых ограничений, связанных с моделированием корпусной детали.

6. *Прочностной расчет корпусных деталей с помощью метода конечных элементов* [6]. Согласно практике проектирования достижение на этом этапе требуемой прочности слабых участков корпуса обеспечивается подбором геометрических параметров самого корпуса и не требует возвращения на более ранние этапы проектирования.

7. *Проверочный расчет качества нагруженного контакта реального спироидного зацепления*. Здесь осуществляется окончательная оценка качества контакта (LoadTCA) с учетом по-

грешностей изготовления и монтажа звеньев передачи, а также податливости элементов конструкции – тела червяка, подшипниковых опор, корпуса. При необходимости осуществляется возврат на этап синтеза станочного зацепления с целью внесения корректировок в модификацию боковых поверхностей, обеспечивающих требуемое положение суммарного пятна контакта.

Заключение

Изложенная последовательность проектирования обобщает опыт проектирования, исследования и эксплуатации редукторов, накопленный в Институте механики ИжГТУ. Ее применение позволило сократить время эскизного проектирования редукторов 3-го поколения на 50-70%. С применением приведенной последовательности были спроектированы пять типоразмеров редукторов ($T_2=300; 1000; 2000; 4000; 8000$ Нм), отличающихся от предыдущего поколения сравнительно малыми габаритными размерами (снижение массы на 5-15%), высокими запасами прочности (не менее, чем 2-х кратными в сравнении с 1,5 кратными редукторов 2-го поколения) и повышенной технологичностью (следствие – снижения трудоемкости изготовления на 10-30%).

Библиографические ссылки

1. *Goldfarb V.I.* What we know about spiroid gears. Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions, P. R. China, 2006, pp.19-26.
2. *Гольдфарб В.И.* Спиroidные редукторы трубопроводной арматуры / В.И. Гольдфарб, Д.В. Главатских, Е.С. Трубочев, А.С. Кузнецов, Е.В. Лукин, Д.Е. Иванов, В.Ю. Пузанов. – М.: Вече, 2011. – 222 с.
3. *Кузнецов А.С., Лукин Е.В., Иванов Д.Е.* Особенности проектирования специальных редукторов трубопроводной арматуры // Сборник докладов научно-технической конференции с международным участием «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения», Ижевск, 2008. – С. 245 – 256.
4. *Кузнецов А.С., Лукин Е.В.* К вопросу оптимизации проектирования спиroidных редукторов трубопроводной арматуры // Интеллектуал. Системы в пр.ве. – 2011.- №2. – С. 121 –126.
5. *Лукин Е.В., Пузанов В.Ю.* Особенности конструирования подшипниковых опор червяков спиroidных и неортогональных червячных редукторов приводов ТПА // Интеллектуал. Системы в пр.ве. – 2011.- №2. – С. 126 –135.
6. *Кузнецов А.С., Иванов Д.Е.* Особенности прочностных расчетов корпусных деталей спиroidных редукторов трубопроводной арматуры // Интеллектуал. Системы в пр.ве. – 2011.- №2. – С. 126 –135.
7. *Иванов М.Н.* Детали машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов/ М.Н. Иванов, В.А. Финагенов. – 11-е изд., перераб. – М.: Высш. Шк., 2007. – 408 с.
8. Федоров В.И. Сопротивление материалов: 9-е изд. перераб. – М. : Наука. – 1986. - 511с.
9. *Перель Л.Я., Филатов А.А.* Подшипники качения. Справочник. - М.: Машиностроение, 1992.
10. *Савельева Т.В., Санников А.М.* Особенности проектирования спиroidных передач тяжело нагруженных низкоскоростных редукторов трубопроводной арматуры // В настоящем сборнике.

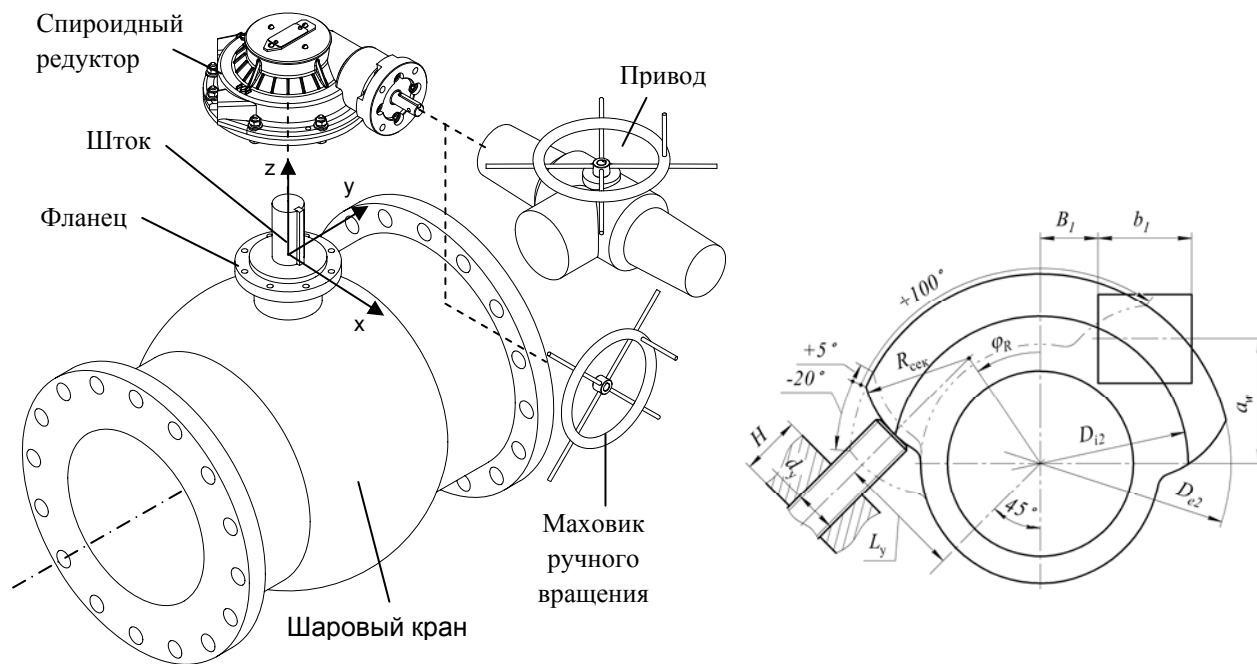


Рисунок 1. Запорный узел трубопроводной арматуры

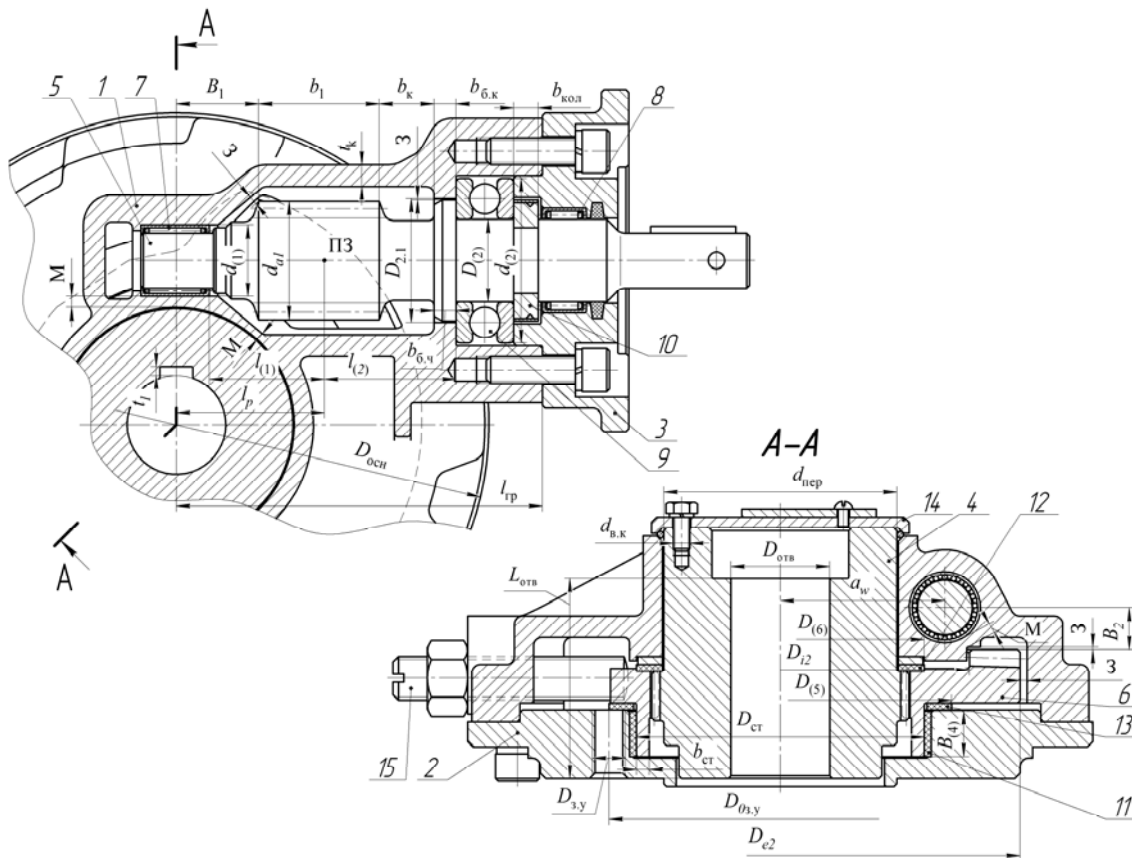


Рисунок 2. Конструкция спироидного редуктора

MATHEMATICAL MODELING OF PROCESSES OF INTERNAL ARCH TEETH GENERATION

V. S. Kuznetsov, PhD in Engineering, Ass. Prof., GIEI Glazov branch of Kalashnikov Izhevsk State Technical University, v.s.kuznetsov@mail.ru;

E.V. Mogilnikov, PhD in Engineering, Ass. Prof., GIEI Glazov branch of Kalashnikov Izhevsk State Technical University, evgeniy1_86@mail.ru

Summary: The article describes the features of mathematical models of processes of generating the arch teeth of planetary gears with localized contact. The main results of investigation on the basis of obtained models are presented.

Keywords: planetary gears, mathematical models, contact localization, arch teeth

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ВНУТРЕННИХ АРОЧНЫХ ЗУБЬЕВ

В. С. Кузнецов, кандидат технических наук, доцент кафедры «СИН», Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ФГОУ ВПО «Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова», v.s.kuznetsov@mail.ru;

Е. В. Могильников, кандидат технических наук, доцент кафедры «АСУ», Глазовский инженерно-экономический институт (филиал) ФГОУ ВПО «Ижевский государственный технический университет им. М.Т. Калашникова», evgeniy1_86@mail.ru

Аннотация: В статье рассмотрены особенности построения математических моделей процессов формообразования арочных зубьев планетарных передач с локализованным контактом. Приведены основные результаты исследований параметров таких передач на основе полученных моделей.

Ключевые слова: планетарные передачи, математические модели, локализация контакта, арочный зуб

Известно, что арочная форма зубьев позволяет повысить нагрузочную способность передачи вследствие увеличения изгибной и контактной прочности, снижения динамических нагрузок при более равномерном распределении нагрузок в зацеплениях за счёт локализации контакта и самоустановки колёс [1, 2].

Вопросы исследования цилиндрических передач с арочным зубом отражены в работах: Сызранцева В.Н., Ананьева В.Н., Шабхазова Н.А., Скларова А.Е., Розенберга К.Ю., Штина О.А., Городничего В.П., Васина В.А., Паршина А.Н. и других. В частности, дана оценка

распределению нагрузки в цилиндрических передачах, определены геометрические характеристики зацеплений и рассмотрены вопросы синтеза геометрических параметров таких передач, разработаны методики расчета на прочность и оценки нагруженности, а также контактной выносливости передачи, рассмотрены задачи обеспечения конструкторско-технологического процесса формообразования наружных арочных зубьев.

Однако, задачи, связанные с исследованием цилиндрических передач, где одновременно происходит как внешний, так и внутренний контакт арочных зубьев в данных работах не рассматривались.

В настоящее время с развитием автоматизированного оборудования с программным управлением, открываются новые возможности для производства колес с внутренними и внешними арочными зубьями. В частности, оказывается возможным эффективное использование существующих станков с программным управлением и создание принципиально новых конструкций автоматизированного оборудования для различных высокотехнологичных и современных типов производства.

В ИжГТУ им. М.Т. Калашникова разработана методика математического и компьютерного моделирования теоретически точных поверхностей наружных и внутренних арочных зубьев на основе математических моделей станочных зацеплений, получены модели пространственных зацеплений планетарной передачи, осуществлен синтез рациональных геометрических параметров [3, 4, 5].

Анализ существующих способов формообразования поверхностей арочных зубьев показал, что для изготовления как внешних и так внутренних зубьев можно эффективно использовать два способа: резцовыми головками по методу обката с единичным делением и методом зубодолбления качающимся долбяком.

При первом способе (рис. 1) заготовке 2 обеспечивают вращение, вокруг ее оси $D_{s\omega}$, согласованное с тангенциальным перемещением D_{sv} относительно неподвижного вращающегося со скоростью D_r инструмента 1. Угол наклона режущих кромок инструмента выполняют близким к нулю, что позволяет получить зубья-перемычки арочной формы, профиль таких зубьев в плоскости среднего торцевого сечения очерчен по удлиненной эвольвенте, а внутреннее зацепление является приближенным [3]. Проведенные исследования [4, 5, 6] показали возможность применения такой конструкции в малонагруженных планетарных приводах высокоскоростных механизмов бытового и промышленного назначения. Преимуществом является возможность нарезания внешних и

внутренних зубьев на стандартном оборудовании с программным управлением с помощью резцовых головок [2, 5].

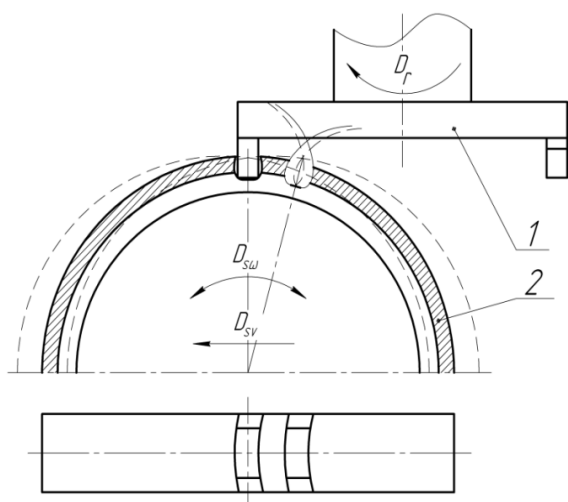


Рис. 1. Формообразование внутренних арочных зубьев-перемычек резцовой головкой

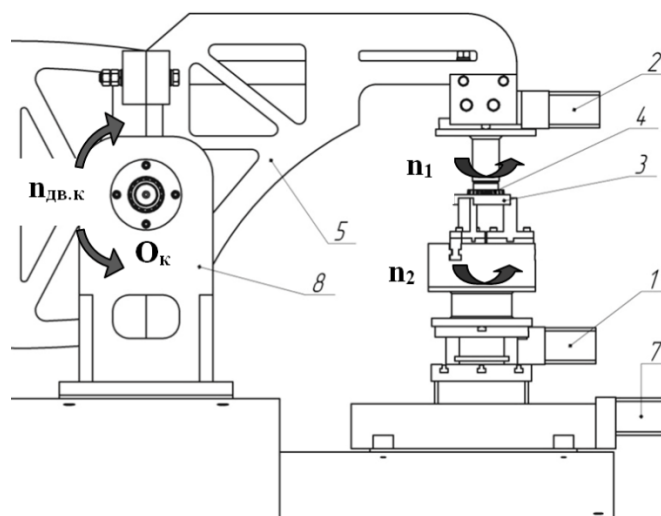


Рис. 2. Формообразование внутренних арочных зубьев методом зубодолбления качающимся долбяком

Второй способ [7] основан на стандартном методе зубодолбления (рис. 2) при котором движение обката заготовки 3 (n_1) и долбяка 4 (n_2) обеспечивается централизованным управлением дискретными приводами поворотных столов 1, 2 и узлом привода главного движения 6 (n), определяющим частоту двойных качений $n_{дв.к}$. Радиальная подача и «отскок» обеспечиваются приводом поперечной подачи. Настройка радиуса качения осуществляется совместным перемещением привода продольной подачи 7 и привода 2 по направляющим пазам кулисы 5 относительно центра качения O_k .

Преимуществом такого способа является возможность нарезания внешних и внутренних арочных зубьев, профиль которых в среднем торцевом сечении очерчен по эвольвенте

Обобщенный алгоритм математического и компьютерного моделирования в разработанном программном комплексе "МАТПЛАН" для рассмотренных способов формообразования можно представить в следующем виде:

1. Расчет по ГОСТ, DIN или специальной методике геометрических параметров планетарной передачи (2К-Н, К-Н-V, 3К, и др.) не содержащей конструктивных ограничений по возможности применения арочной формы зубьев;

2. Расчет параметров моделирования внутреннего эвольвентного зацепления сателлит (g) - колесо с внутренними зубьями (b) в плоскости среднего торцевого сечения;

3. Построение дискретной модели во все фазе станочных зацеплений для колес g и b в средней торцевой плоскости для образования вогнутой и выпуклой поверхностей зубьев;
4. Построение моделей поверхностей зубьев колёс g и b ;
5. Построение модели пространственного зацепления поверхностей зубьев колёс g и b (рис. 3), динамическое моделирование всей фазы зацепления;
6. Расчет мгновенного (рис. 4, 5) и суммарного поля зазоров во всей фазе зацепления колёс g и b ;
7. Оценка интерференции в зацеплении колес g и b , синтез параметров из условия отсутствия пространственной интерференции.
8. Передача параметров колеса g из геометрического синтеза, математической и компьютерной модели внутреннего зацепления в математическую модель внешнего зацепления сателлит (g) - солнечная шестерня (a) (для планетарных передач содержащих как внутреннее, так и внешнее зацепление колес, например 2К-Н);
9. Выполнение п. 2-7 для внешнего зацепления a - g .

В зависимости от задач проектирования алгоритм может быть выполнен в направлении от построения модели зацепления a - g к моделированию зацепления g - b , т.е. в направлении решения обратной задачи.

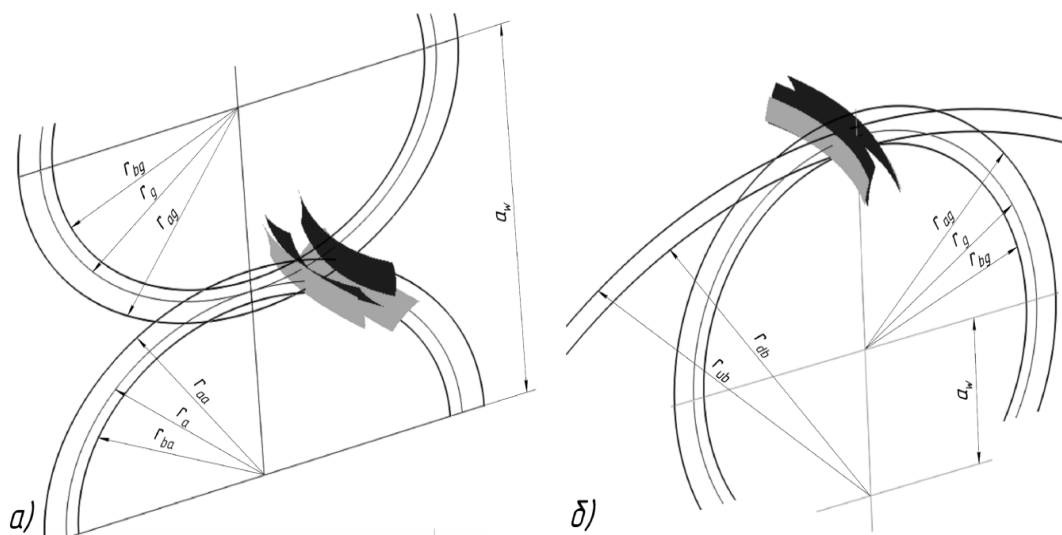


Рис. 3. Компьютерные модели зацеплений зубчатых колёс планетарной передачи:
(а) зацепление a - g ; б) зацепление g - b

Среднее торцевое сечение

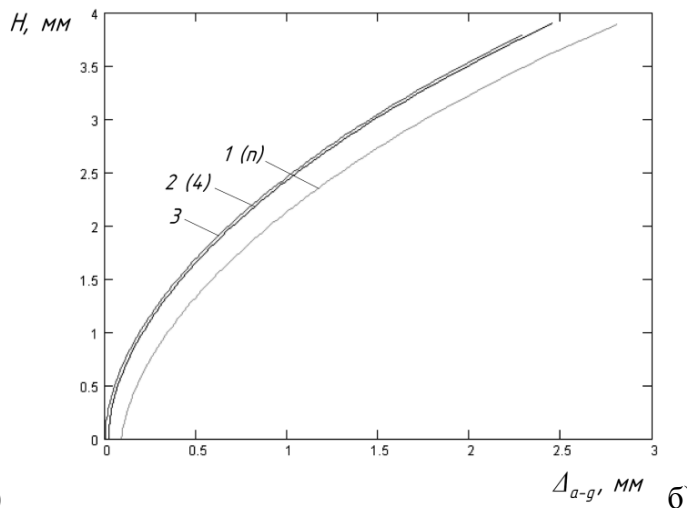
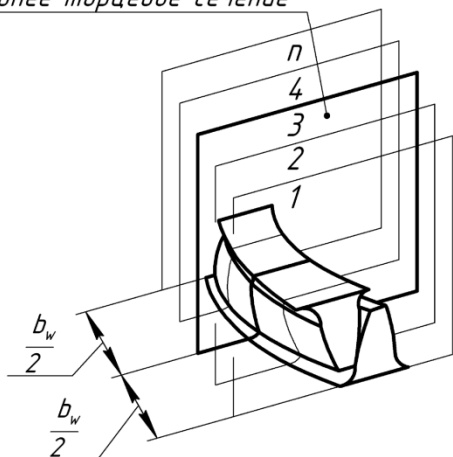


Рис. 4. Определение зазоров методом секущих плоскостей: а) – сечения арочного зуба рядом вспомогательных плоскостей; б) графики распределения зазоров в начале зацепления по высоте H : $n = 5$, $z_a = 18$, $z_g = 18$, $x_a = 0$, $x_g = 0$, $m = 3$, $b_w = 30$

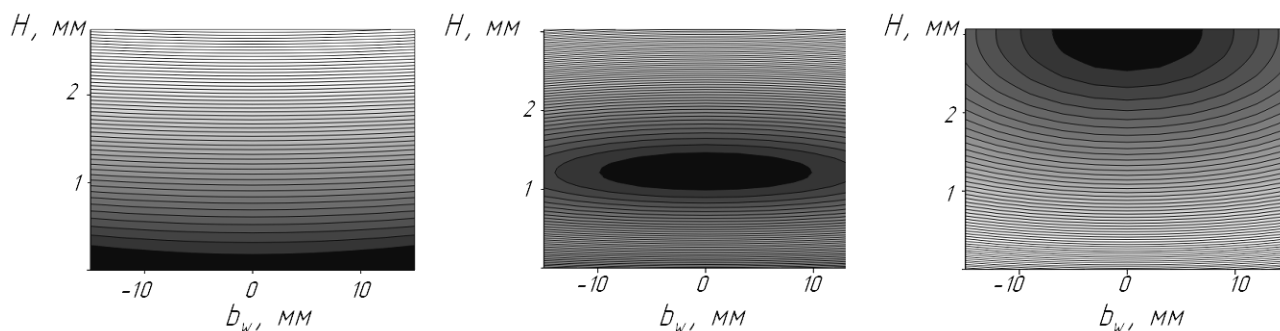


Рис. 5. Изменение поля зазоров в приближенном пространственном зацеплении $g - b$ на протяжении его периода

Зазоры между профилями в секущих плоскостях по высоте H сопряжения профилей определяются по следующим зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ib-g} &= \left| \Phi_i(xx_b, yy_b) - \Phi_i(xx_g, yy_g) \right|, \\ z_i &= const, \quad -\frac{b_w}{2} \leq z_i \leq \frac{b_w}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{ia-g} &= \left| \Phi_i(xx_a, yy_a) - \Phi_i(xx_g, yy_g) \right|, \\ z_i &= const, \quad -\frac{b_w}{2} \leq z_i \leq \frac{b_w}{2}, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где $\Phi_i(xx_b, yy_b)$, $\Phi_i(xx_g, yy_g)$ – значения функций, описывающие кривые сечений сопрягаемых поверхностей зубьев сателлита и центрального колеса по высоте сопряжения их профилей; $\Phi_i(xx_a, yy_a)$, $\Phi_i(xx_g, yy_g)$ – значения функций, описывающие кривые

сечений сопрягаемых поверхностей зубьев солнечной шестерни и сателлита по высоте сопряжения их профилей; z_j – координата, определяющая положение секущей плоскости.

Таким образом, математическое моделирование процессов формообразования внутренних арочных зубьев реализованное в современном программном комплексе позволяет исследовать конструктивно-технологические параметры процесса формообразования зубьев, выявить неблагоприятные условия, при которых возникает интерференция поверхностей арочных зубьев, обеспечить решение задач проектирования и изготовления планетарных механизмов с локализованным контактом.

Исследование выполнено при поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации, соглашение 14.В37.21.1861.

Библиографические ссылки

1. *Сызранцев В.Н.* Синтез зацеплений цилиндрических передач с локализованным контактом: Дис. докт. техн. наук. – Курган, 1989. – 407 с.
2. *Паршин А.Н.* Разработка методов анализа, синтеза зацепления и изготовления арочных цилиндрических зубчатых колес: Дис. канд. техн. наук. – Москва, 2008. – 158 с.
3. *Плеханов Ф.И.* Теоретические основы проектирования и принципы конструирования нетрадиционных планетарных передач типа ЗК: Дис. докт. техн. наук. – Ижевск, 1996. – 341 с.
4. *Кузнецов В.С.* Моделирование зацеплений безводильной коаксиальной планетарной передачи ЗК и исследование влияния их геометрических параметров на плавность работы: Дис. ... канд. техн. наук. Ижевск, 2005. – 180 с.
5. *Могильников Е.В.* Геометрический синтез и анализ приближённого внутреннего арочного зацепления планетарной передачи типа 2К-Н: Дис. канд. техн. наук. – Ижевск, 2011. – 150 с.
6. *Кузнецов В.С., Могильников Е.В.* Моделирование поверхности внутреннего арочного зуба планетарной передачи в станочном зацеплении. // Вестник ИжГТУ. – 2011. – №2. – С. 17-21.
7. *Кузнецов В.С., Могильников Е.В.* Вопросы проектирования и производства планетарных передач с локализованным контактом. // Вестник ИжГТУ. – 2013. – №2. – С. 10-12.

PROF. F. L. LITVIN'S CONTRIBUTION TO THE FORMATION OF THE THEORY OF GEARING

S. A. Lagutin, PhD, JS Co “EZTM”, Electrostal, Moscow reg., sergeylagutin@gmail.com

Abstract: A brief overview of selected scientific works by Prof. F.L. Litvin performed up to 1980 is presented. His role in the development of the Russian school of the theory of gearing is shown.

Keywords: generating of gearings, kinematic method of investigation, envelope surfaces, analysis and synthesis of gears

ВКЛАД ПРОФЕССОРА Ф. Л. ЛИТВИНА В СТАНОВЛЕНИЕ ТЕОРИИ ЗУБЧАТЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ

*С. А. Лагутин, кандидат технических наук, ст. научный сотрудник,
Электростальский завод тяжелого машиностроения, lagutin@eztm.ru*

Аннотация: Представлен краткий обзор избранных научных работ проф. Ф.Л. Литвина, выполненных им в период до 1980 года, и показана его роль в становлении российской школы теории зацеплений.

Ключевые слова: образование зацеплений, кинематический метод исследования, огибающие поверхности, анализ и синтез зубчатых передач

Введение

Конец 50-х годов XX века был отмечен двумя выдающимися событиями в становлении российской школы теории зацеплений. Во-первых, в 1959 году за разработку передач с новой системой зацепления инженеру-полковнику М.Л. Новикову была посмертно присуждена Ленинская премия, что вызвало в стране взрыв общественного интереса к зубчатым передачам. Во-вторых, в 1960 году вышло из печати первое издание монографии профессора Ф.Л. Литвина «Теория зубчатых зацеплений», замеченное тогда достаточно узким кругом специалистов.

Основы исследования зацеплений были заложены в первой половине XX века трудами выдающихся ученых Х.И. Гохмана, Х.Ф. Кетова, Н.И. Колчина, В.Н. Кудрявцева, В.А. Гавриленко. Но именно публикация монографии Ф.Л. Литвина [1] знаменовала собой выделение теории зацеплений в отдельную самостоятельную научную дисциплину. Именно с ее появления начался период «бури и натиска» в развитии этой теории.

В это время вокруг Ф.Л. Литвина сформировалась целая плеяда блестящих исследователей. Среди них были Л.В. Коростелев, Я.С. Давыдов, К.М. Писманик, Н.Н. Крылов,

К.И. Гуляев, Г.И. Шевелева, М.Л. Ерихов. Сотрудничая и соревнуясь друг с другом, они за считанные годы выстроили на стыке дифференциальной геометрии и механики машин изумительной красоты здание новой науки.

И если о каждом из участников этого мозгового штурма мы можем сказать, что он вложил в его строительство свой камень, то Ф.Л. Литвин заложил в фундамент этого здания ту основную плиту, которая наиболее полно представлена в издании [2].

Ниже сделана попытка если не рассмотреть, то хотя бы перечислить отдельные, тесно связанные между собой блоки этой плиты.

1. Немного предыстории. Принципы образования пространственных зацеплений.

Основы теории пространственных зацеплений были заложены французским геометром Теодором Оливье. Он первым рассмотрел образование сопряженных поверхностей, как процесс огибания, и ввел понятие вспомогательной производящей поверхности. Рассматривая поверхности зубьев колес, как огибающие к вспомогательной поверхности, он нашел условия их линейного и точечного контакта. При этом Оливье полагал, что теория зацеплений является исключительно предметом проективной геометрии.

От ограничений, устанавливаемых проективной геометрией, теорию зацеплений освободил Х.И. Гохман. Разработав аналитические методы исследования, он перенес теорию зацеплений в область аналитической и дифференциальной геометрии.

Принципы Оливье-Гохмана, обобщенные Я.С. Давыдовым на случай использования не жестких и неконгруэнтных пар производящих поверхностей [3], были и остаются основой любых методов образования зацеплений зубчатых колес, нарезанных по методу обкатки. Разрабатывая систему зацепления, носящую его имя, М.Л. Новиков предложил принцип образования зацеплений, отличный от принципов Оливье-Гохмана [4], однако реализация передач Новикова в промышленности все равно оказалась возможной только на основе использования исходного контура пары неконгруэнтных производящих реек. И даже наметившийся в последнее время переход к нарезанию зубчатых колес пальцевым инструментом на станках с ЧПУ не избавит разработчика от необходимости виртуального нарезания зубьев с использованием принципов Оливье-Гохмана.

2. Кинематический метод исследования пространственных зацеплений.

Принципы образования зацеплений требуют адекватного математического аппарата для их исследования. Развивая аналитические методы Х.И. Гохмана, Н.И. Колчин довел их до решения важных практических задач, таких как: исследование прямозубых конических передач, неортогональных червячных передач и глобоидных передач типа Кона, профилирование режущего инструмента и расчет погрешностей в зацеплениях [5].

Однако методы расчета по Гохману-Колчину были очень громоздки. Следующим шагом в развитии теории зацеплений стала разработка кинематического метода исследования, основанного на том простом и наглядном факте, что в любой точке контакта взаимооггибаемых поверхностей общая к ним контакт-нормаль \mathbf{n} должна быть перпендикулярна вектору $\mathbf{V}^{(1,2)}$ их относительной скорости. Кинематический подход к исследованию зацеплений был предложен в начале 50-х годов независимо друг от друга тремя исследователями. Но если В.А. Шишков [6] описал такой подход словесно, а Я.С. Давыдов [7] выразил через проекции указанных векторов, то именно Ф.Л. Литвин в работе [8] представил основной закон зацепления в совершенной и изящной форме:

$$\mathbf{n}\mathbf{V}^{(1,2)}=0.$$

Этот закон позволяет аналитически описать оггибающую поверхность и аналитически исследовать условия касания поверхностей. Именно на нем в течение 60 лет базируется большинство исследований, как в области анализа, так и в области синтеза зацеплений. Хотя, справедливости ради заметим, что в ряде случаев имеет свои преимущества, недифференциальный, т.е. не связанный с отысканием нормалей к поверхностям, подход к решению задачи огибания, основы которого были предложены в работах [9, 10].

3. Матричный метод преобразования координат в теории зацеплений.

В любом случае исследование зацеплений связано с неоднократным преобразованием уравнений линий и поверхностей из одной системы координат в другую: из системы, связанной с инструментом, – в неподвижную, из неподвижной – в систему, связанную с нарезаемым колесом и т.д. Для описания этих преобразований Ф.Л. Литвин предложил использовать матрицы вида 4×4 , в которых детерминант 3×3 отдан косинусам углов между осями старой и новой системы координат, а 4-й столбец – координатам вектора, связывающего начала этих систем. Метод этот настолько важен, что Ф.Л. Литвин излагает его в первых главах всех своих монографий вплоть до последнего издания [11] и все дальнейшие исследования строит с использованием этого метода.

Но что еще более важно, метод этот настолько универсален, что, как справедливо заметил М.Л. Ерихов, освоив этот математический инструмент, любой аспирант средних способностей может решить в разумные сроки задачу исследования любого нового вида зацепления. И это утверждение подтверждается тем фактом, что под непосредственным руководством Ф.Л. Литвина в Ленинграде было выполнено 48 кандидатских диссертаций. Число же заочных, российских и зарубежных, последователей Ф.Л. Литвина, использовавших в своих работах его методы, включая метод матричных преобразований, не поддается учету.

4. Общие вопросы теории пространственных зацеплений.

В числе наиболее важных теоретических задач, которые успешно решил в своих работах и изложил в монографии [2] Ф.Л. Литвин, нужно назвать следующие:

4.1. Используя кинематический метод исследования, он получил уравнения поверхности, огибающей к семейству производящих поверхностей как при одном, так и при двух, что гораздо сложнее, параметрах огибания. Выявил достаточные условия существования огибающей к семейству производящих поверхностей, представленных уравнениями, как в параметрической, так и в неявной форме.

4.2. Исследовал кривизны в зацеплении, в том числе определил главные и нормальные кривизны огибающей поверхности и ее кручение. Нашел прямые зависимости между кривизнами огибаемой и огибающей поверхностей в одно- и двухпараметрическом огибании. Определил размеры и ориентацию индикатрисы Дюпена, как прообраза мгновенного эллипса контакта.

4.3. Разработал метод отыскания на огибающей поверхности сингулярных точек, и способы предупредить их появление на ее активном участке, или, говоря инженерным языком, предупредить возможность подрезания зубьев.

4.4. Известное для зубчатых передач с параллельными и пересекающимися осями понятие оси зацепления, как прямой, пересекаемой всеми контакт-нормальными передачи, распространил на передачи с пересекающимися осями. Доказал существование пары таких равноправных осей в случае, если одна из зацепляющихся поверхностей является геликоидом, т.е. винтовой поверхностью постоянного шага, и показал, как использование этих осей позволяет упростить исследование зацеплений, в частности червячных.

4.5. Рассмотрел и описал математически 7 различных способов синтеза сопряженных зацеплений, в том числе с помощью жесткой или нежесткой неконгруэнтной парой производящих поверхностей, а также с помощью производящих линий.

4.6. Предложил методы синтеза приближенных зацеплений с оптимальными условиями зацепления в окрестности заданной точки контакта.

4.7. Исследовал влияние погрешностей изготовления и сборки передачи на функцию ошибок положения ведомого звена в зацеплениях с линейным и точечным контактом.

5. Геометрия зацепления для конкретных типов передач.

Изложение перечисленных выше общих вопросов теории зацеплений занимает примерно треть объема монографии [2]. Две трети ее объема отданы подробному исследованию вопросов геометрии зацепления для конкретных типов передач. Среди них:

5.1. Некруглые зубчатые колеса с замкнутыми центроидами, предназначенные для передачи вращения с переменным передаточным отношением, исследованию которых была посвящена первая монография автора [12].

5.2. Цилиндрические колеса с винтовыми зубцами для передачи вращения, как между параллельными, так и между пересекающимися осями, в том числе предложенные вместе с В.В. Шульцем винтовые передачи с зацеплением типа Новикова.

5.3. Цилиндрические червячные передачи, как ортогональные, так и неортогональные, как с линейчатыми червяками (конволютные, архимедовы, эвольвентные), так и с нелинейчатыми червяками, винтовая поверхность которых воспроизводится коническим шлифовальным кругом, и, наконец, с двумя новыми вариантами шлифованных червяков вогнутого профиля, позднее вошедшими в российские стандарты под обозначениями ZT1 и ZT2.

5.4. Ортогональная цилиндрико-гипоидная, ортогональная и неортогональная цилиндрико-конические передачи, для которых разработаны инженерные методики геометрического расчета с учетом условий предотвращения подрезания и заострения зубьев и обеспечения локализации контакта.

5.5. Обкатные конические передачи круговыми зубьями, а также полуобкатные конические передачи с геликоидальной поверхностью зубьев и конические передачи с циклоидальным профилем зубьев производящего колеса. Во всех этих случаях исследование доведено до получения уравнений сопрягаемых поверхностей и расчета параметров установки режущих головок, обеспечивающих локализацию контакта в передаче.

6. Исследования, выполненные в 70-е годы.

В эти годы Ф.Л. Литвин уделял основное внимание руководству работой своих многочисленных учеников. Так, на 6-е Всесоюзное совещание по ТММ в 1973 году он представил один обзорный доклад с 7-ю молодыми соавторами [13]. Среди рассмотренных в этом докладе вопросов: расчет начальных поверхностей гипоидной и спироидной передач, синтез эвольвентной спироидной передачи, синтез глобоидной передачи со шлифованным червяком, синтез глобоидной передачи с пониженной виброактивностью, синтез конических передач с круговыми зубьями на основе объединения локального синтеза с решением так называемой обратной задачи теории зацеплений.

Среди других практически значимых работ этого периода автор данных заметок, как специалист в области червячных передач, не может не назвать статью [14], в которой заложены основы синтеза цилиндрических червячных передач с локализованным контактом.

Параллельно с разработкой вопросов геометрии конкретных передач Ф.Л. Литвин продолжал исследование общих вопросов теории зацеплений.

В частности, он обобщил формулу Эйлера-Савари для случая определения зависимостей между главными кривизнами поверхностей зубьев в пространственном зацеплении [15].

Вместе с М.Л. Ериховым построил векторное поле нормалей в обыкновенных узловых точках контакта огибаемой поверхности [16].

Развивая понятие узловой линии контакта, как огибающей к семейству линий мгновенного контакта, выявил необходимые и достаточные условия существования такой линии на производящей поверхности, определив тем самым ту границу этой поверхности, за которой расположен участок, уже не принимающий участия в процессе огибания [17].

Выявил достаточные условия существования аналогичной узловой линии контакта и ребра возврата на огибающей поверхности, т.е. определил ее теоретические границы [18].

Полный перечень научных трудов и изобретений д.т.н., профессора Литвина, опубликованных в России за период с 1939 по 1978 годы, включает в себя 121 публикацию и 22 свидетельства на изобретения. Этот перечень, составленный самим автором, публикуется в данном сборнике.

В 1979 году Файдор Львович уехал с семьей в США. Там он продолжил активную научную работу. В Чикагском университете он организовал Центр исследования зубчатых передач и своим авторитетом обеспечил ему поддержку ведущих машиностроительных компаний страны. За 30 лет, которые он руководил этим Центром, через его школу прошли около 50 молодых исследователей из разных стран мира, все они успешно выполнили свои работы и получили ученую степень PhD. За это же время он опубликовал четыре монографии и более 130 научных статей по дальнейшему развитию теории зацеплений. Но об этом периоде его творчества могут лучше рассказать его чикагские ученики.

Вместо заключения.

У Давида Самойлова есть грустное, но справедливое восьмистишие.

Вот и все. Смежили очи гении.
И когда померкли небеса,
Словно в опустевшем помещении
Стали слышны наши голоса.

Тянем, тянем слово залежалое,
Говорим и вяло и темно.
Как нас чествуют и как нас жалуют!
Нету их. И все разрешено.

Но, благодарение Богу, Файдор Львович жив, здоров и продолжает активно работать. Работает он 364 дня в году. На 365-й, Судный день, отчитывается перед Богом и приступает к новой работе. Тем самым он не разрешает нам, его ученикам и последователям, переоценивать свои скромные успехи и успокаиваться на достигнутом.

Он не позволяет забывать, что если мы хотим жить в цивилизованном мире, то кто-то должен проектировать и нарезать те зубчатые передачи, без которых не могут крутиться ни колеса автомобилей, ни турбины электростанций, ни редукторы станков-качалок для добычи нефти, ни валки прокатных станов.

И будем надеяться, что высшие силы сохранят ему здоровье и бодрость до тех 120 лет, которые отмерены человеку в одной старой, мудрой книге.

Библиографические ссылки

1. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. - М.: Физматгиз, 1960. 444 с.
2. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. - М.: Наука, 1968. 584 с.
3. *Давыдов Я.С.* Об одном обобщении метода Оливье для образования сопряженных поверхностей в зубчатых передачах. // Сб. «Теория передач в машинах». М.: Машгиз, 1963.
4. *Новиков М.Л.* Зубчатые передачи с новым зацеплением. М.: Изд. ВВИА им. Жуковского, 1958. 186 с.
5. *Колчин Н.И.* Аналитический расчет плоских и пространственных зацеплений. М.-Л.: Машгиз. 1949. 210 с.
6. *Шишков В.А.* Образование поверхностей резанием по методу обкатки. М.: Машгиз. 1951. 150 с.
7. *Давыдов Я.С.* Неэвольвентное зацепление. М.: Машгиз. 1950, 189 с.
8. *Литвин Ф.Л.* К вопросу о методике исследования пространственных зацеплений с линейным касанием поверхностей.// Труды семинара по ТММ, вып.49. АН СССР, 1953. С. 16-55.
9. *Шевелева Г.И.* Алгоритм численного расчета обрабатываемой поверхности.// Станки и инструмент, 1969, № 8. С. 17-20.
10. *Несмелов И.П., Гольдфарб В.И.* Недифференциальный подход к решению задачи огибания. // Механика машин. Вып.61. М.: Наука, 1983. С.3-10.
11. *Litvin F.L. and Fuentes A.,* Gear Geometry and Applied Theory (2-nd edition), Cambridge University Press, 2004. 800 p,
12. *Литвин Ф.Л.* Некруглые зубчатые колеса (проектирование, теория зацепления и производство), второе дополненное и переработанное издание, Машгиз, 1956. 320 с.
13. *Литвин Ф.Л., Брицкий В.Д., Ганьшин В.А., Маринов Х.И., Петров-Минков К. М., Рубцов В.Н., Соркин Г.И., Тимофеев Б.П.* Избранные вопросы синтеза пространственных зацеплений. // Теория передач в машинах. М.: Наука, 1973. С.20-27.

14. *Литвин Ф.Л., Рыбаков В.И.* Локализация пятна контакта в цилиндрических червячных передачах. // Изв. ВУЗов. Машиностроение, 1974, №8. С. 57-61.
15. *Литвин Ф.Л.* Обобщение формулы Эйлера-Савари и определение зависимостей между главными кривизнами поверхностей зубцов в пространственном зацеплении. "Машиноведение", № 6, 1970. С. 6-14.
16. *Литвин Ф.Л., Ерихов М.Л.* Векторное поле нормалей в обыкновенных узловых точках контакта огибаемой поверхности // Теория передач в машинах. М.: Машиностроение, 1970. С. 27 - 38.
17. *Литвин Ф.Л.* Определение огибающих к линиям контакта на взаимноогibaемых поверхностях.// Изв. ВУЗов. Математика, N°10(161), 1975, с. 47-50.
18. *Залгаллер В.А., Литвин Ф.Л.* Достаточный признак существования огибающей характеристик и ребра возврата на огибающей поверхности. // Изв. ВУЗов. Математика, N°3 (178), 1977, с. 20-23.

PREPARATION OF SPIROID GEARWHEEL MANUFACTURING WITH PLANE CUTTING HEAD

S. E. Loginov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, loginovsr@gmail.com;

K. V. Bogdanov, Master's degree student, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,

mr.bogdnov@mail.ru

Abstract: Modernization of the lathe CNC machine and designs of tooling elements that are necessary in order to implement a new tooth cutting method with a plane cutting head for spiroid gearwheels are suggested.

Keywords: spiroid gear, tooth cutting

ПОДГОТОВКА ЗУБООБРАБОТКИ СПИРОИДНЫХ КОЛЁС С ПОМОЩЬЮ ПЛОСКОЙ РЕЗЦОВОЙ ГОЛОВКИ

С. Е. Логинов, аспирант; К.В.Богданов, магистрант, Институт механики,

ФГБОУ ВПО ИжГТУ М.Т. Калашникова, loginovsr@gmail.com, mr.bogdnov@mail.ru

Аннотация: Рассмотрены модернизация токарно-винторезного станка с ЧПУ и конструкции элементов технологической оснастки, необходимые для реализации нового метода нарезания зубьев спиroidных колес с помощью плоской резцовой головки.

Ключевые слова: спиroidная передача, нарезание зубьев

Введение

Новый метод нарезания спиroidных колёс, предложенный в [1] (см. также [2]), способен преодолеть недостатки традиционно применяемых методов, существенно ограничивающие производительность обработки зубьев. В настоящей статье рассмотрен вариант практической реализации нового метода с использованием токарно-винторезного станка с ЧПУ, и приведены основные требования к применяемому зуборезному инструменту (резцовой головке).

Схема обработки и основные требования к модернизации

Схематично реализация нового метода на токарно-винторезном станке показана на рис. 1 и 2. Заготовку колеса предполагается устанавливать в патрон 1 шпинделя. Резцовая головка 2 с приводом 3 и вертикальным суппортом 4 с помощью кронштейна 5 устанавливается на поперечный суппорт 6 станка, с которого предварительно убран резцедержатель. Использование нетрадиционного для токарных станков режущего инструмента (резцовой головки) и

необходимость согласования многих движений при обработке требует некоторой модернизации механической части и системы числового программного управления.

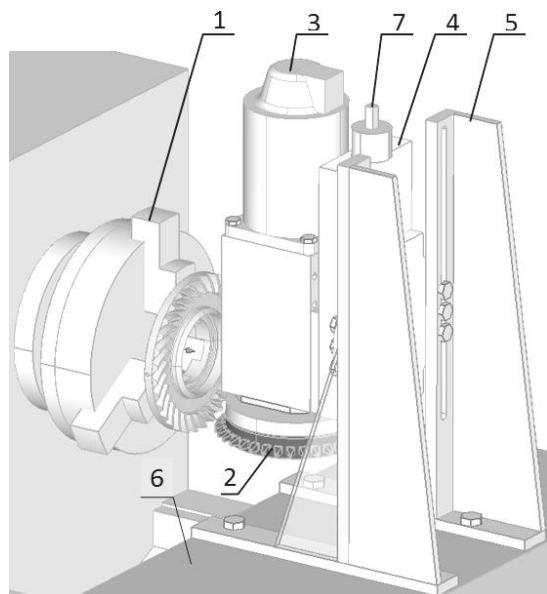


Рис. 1. Реализация нового метода на токарно-винторезном станке с ЧПУ

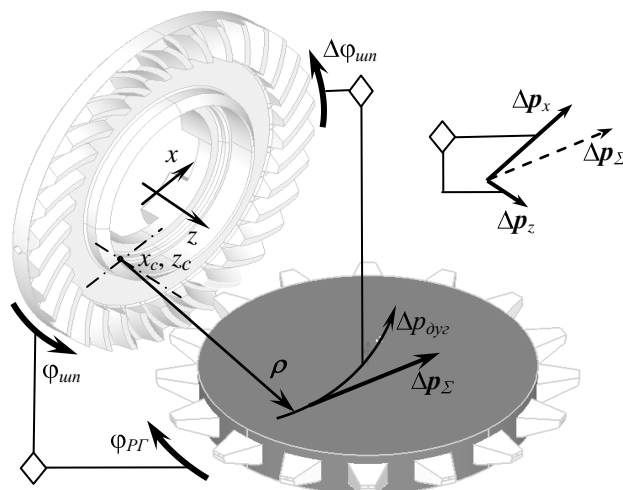


Рис. 2. Схема обработки

Можно выделить следующие группы требований к модернизации станка:

- требования к монтажу и относительному положению элементов;
- требования к точности движений, выполняемых при обработке;
- требования к жёсткости и прочности элементов станочной наладки с учётом специфичности их нагружения.

Последовательно рассмотрим, как эти требования следует выполнять.

Монтажные требования

К числу установочных наладочных параметров при обработке относятся:

- расстояние B_0 от плоскости резцов головки до оси заготовки (оси центров) – регулируется вращением винта 7 вертикального суппорта 4, в качестве которого можно использовать, например, каретку суппорта универсального токарно-винторезного станка;
- станочный межосевой угол Σ_0 (угол между осями заготовки и резцовой головки; в самом распространённом частном случае этот угол равен 90°) – обеспечивается регулировкой при монтаже кронштейна 5 на суппорте 6 станка;
- положение центра (x_c, z_c) и радиус ρ дуговой траектории подачи резцовой головки;
- начальное и конечное станочное межосевое расстояние a_{w0} .

Последние параметры задаются в управляющей программе как обычно при токарной обработке.

Движения при обработке

В процессе формообразования зубьев при новой схеме одновременно применяется поперечная и продольная подача (круговая интерполяция) резцовой головки, что требует согласования трех пар движений на станке (Рис. 2):

- а) вращения резцовой головки и вращения заготовки колеса;
- б) подачи резцовой головки и дополнительного вращения заготовки колеса;
- в) поперечной и продольной подачи.

Следует отметить, что существуют токарные обрабатывающие центры, имеющие все необходимые связи движений, однако стоимость такого оборудования значительно превосходит стоимость токарно-винторезных станков с ЧПУ. На большинстве токарных станков с ЧПУ можно осуществить согласование вращения шпинделя с подачей поперёк оси, с подачей вдоль оси, или линейной подачей вдоль образующей.

Для совместной реализации первых двух пар согласованных движений с точки зрения программирования и технологии удобно выполнять не сложение вращений шпинделя (рис. 3а), а одновременное увязывание углов его поворота с подачей и вращением резцовой головки (рис. 3б), которое должно осуществляться сервоприводом.

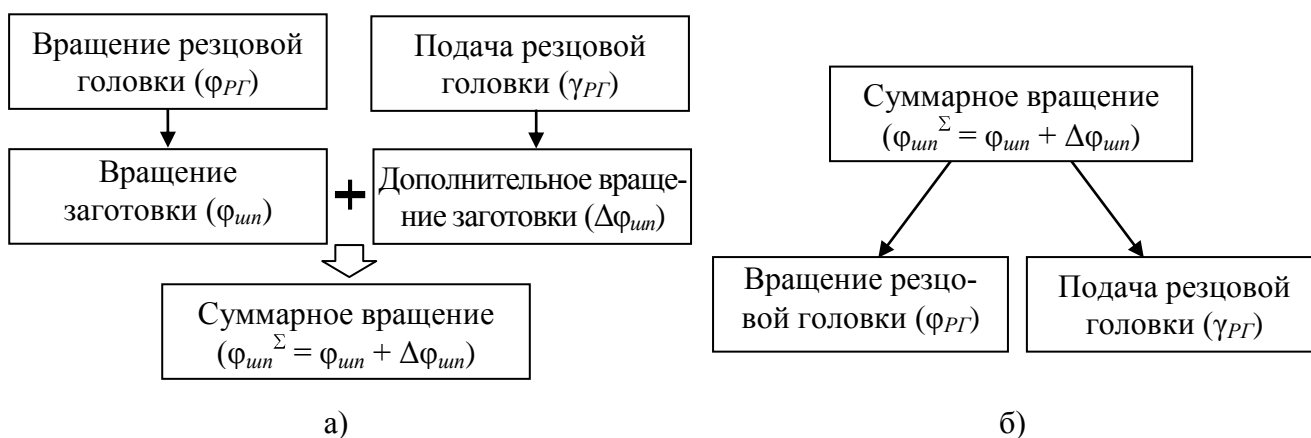


Рис. 3. Согласование движений при обработке

С помощью обычных для токарно-винторезных станков циклов можно реализовать нарезания резьбы на цилиндре, плоскости (резьба-спираль) или конусе. Особенностью рассматриваемой схемы, осложняющей реализацию, является то, что вращение шпинделя должно быть согласовано с круговой подачей инструмента (по сути – резьба на детали вращения с исходной дуговой образующей). Для преодоления этой сложности предлагается разбить круговую траекторию подачи инструмента на ряд достаточно малых линейных участков.

Из двух возможных направлений подачи инструмента применять следует направление от периферии заготовки к её центру (рис. 2) – при этом меньшей является опасность срезания зубьев.

Жесткость и прочность элементов конструкции

Резцы головки испытывают нагружение главным образом перпендикулярно своим передним плоскостям, то есть осевая составляющая силы резания, действующей на РГ, является доминирующей, что требует применения соответствующих подшипников шпинделя РГ. При этом одному и тому же набору расчётных наладочных параметров соответствуют четыре варианта расположения резцовой головки и её резцов, соответствующие следующим двум парам альтернатив (рис. 4): плоскости резцов выше (а) или ниже (б) оси центров и передние плоскости резцов обращены кверху (в) или книзу (г). В качестве основного варианта, обеспечивающего большую жёсткость и надёжное прижатие к направляющим станины станка силами резания, является обращение передних плоскостей резцов вверх при расположении резцовой головки ниже оси центров. Для обеспечения достаточной жёсткости и прочности кронштейн оснащён рёбрами.

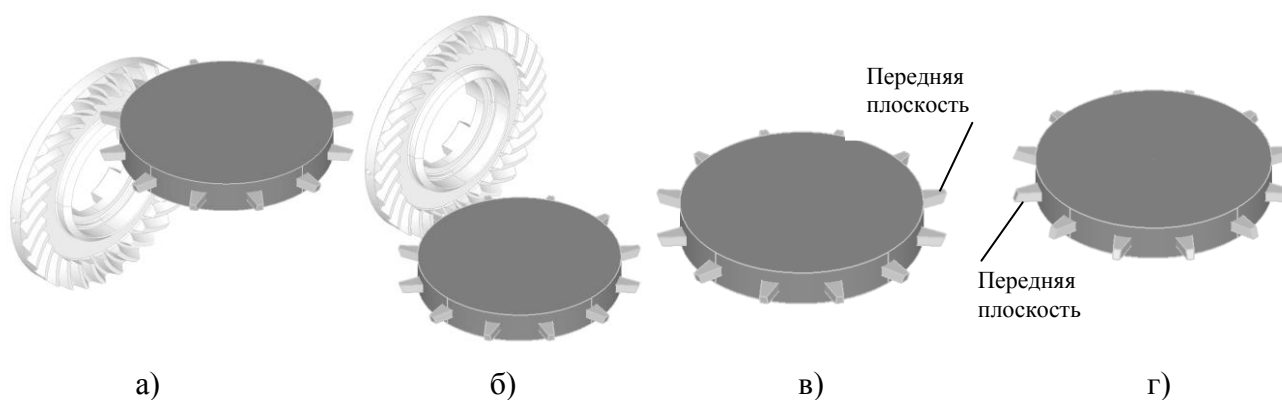


Рис. 4. Варианты расположения резцовой головки и резцов

Плоская резцовая головка

В качестве режущего инструмента для нового метода нарезания зубьев спироидных колес используется резцовая головка с радиальными пазами, в которых установлены призматические резцы (рис. 5). Сборная конструкция инструмента даёт следующие преимущества:

- режущие элементы (резцы) могут быть изготовлены из быстрорежущей стали или твердого сплава, а остальные детали головки – из более дешёвой конструкционной стали;
- существенно упрощены производство и переточка инструмента, в частности, заточку резцов можно производить вне корпуса резцовой головки по отдельности или группами.

В общем случае при изготовлении сборного инструмента следует стремиться максимизировать число режущих элементов – это позволит обеспечить максимальную производительность обработки. С другой стороны, при использовании резцовой головки для новой схемы

формообразования можно оснастить резцами лишь некоторые (вплоть до единственного) пазы, что сокращает подготовку единичного производства.

Для точного позиционирования резцов резцовой головки в окружном, осевом и радиальном направлениях необходимо жестко регламентировать шаг между боковыми стенками пазов корпуса, обеспечивать надежное прижатие резцов к базирующим поверхностям, обеспечивать единообразное профилирование резцов при их переточке.

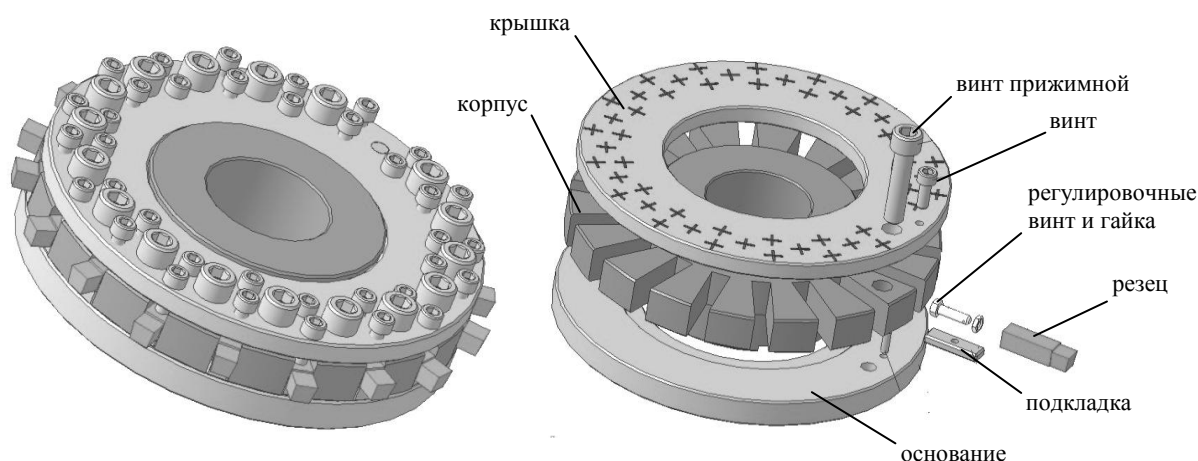


Рис. 5. Резцовая головка

Существует два варианта расположения передних режущих кромок резцов:

а) расположение передних режущих кромок в одной осевой плоскости, что позволяет проводить переточку на стандартных плоскошлифовальных станках без использования специального оборудования и облегчает настройку осевого положения резцовой головки;

б) расположение передних режущих кромок под углом к плоскости резцовой головки, что позволяет более гибко управлять процессами нарезания и обеспечивать примерно равные условия резания для разноименных боковых поверхностей зуба, но при этом усложняя процесс изготовления и переточки резцов.

Задние плоскости резцов следует располагать так, чтобы обеспечивать положительные задние углы резания на всём протяжении формообразования зубьев.

Особенности разработки управляющих программ

В обычном программном обеспечении для токарной обработки имеется возможность одновременного согласованного управления тремя координатами – перемещениями вдоль координатных осей x и z и круговой координатой шпинделя (в частности, как было отмечено выше, такое управление позволяет реализовать нарезание резьбы на конической поверхно-

сти). Управление дополнительно вводимым вращением режущего инструмента, на наш взгляд, можно осуществить тремя альтернативными способами:

- использованием программного обеспечения, применяемого в токарных обрабатывающих центрах, где ведётся управление 4-5 координатами одновременно (в частности, и углом поворота приводного инструмента, аналогом которого можно считать резовую головку);
- использованием широко распространённого программного обеспечения для фрезерной обработки, в котором обычно ведётся управление 4-5 координатами;
- введением в циклы управления нарезанием резьбы дополнительного согласованного параметра, задающего скорость вращения резовой головки.

Заключение

Описанные в работе элементы модернизации широко распространённого и доступного оборудования, хотя и затрагивают многие стороны его конструкции и управления, однако, на наш взгляд, являются достаточно простыми и сравнительно малозатратными для того, чтобы создать альтернативу традиционному способу нарезания зубьев спироидных колёс – на универсальных зубофрезерных станках. Развитие этой работы состоит в разработке методов и оснащения изготовления и переточки зуборезного инструмента и отладке режимов обработки для различных условий производства.

Библиографические ссылки

1. Трубачев Е. С., Злобина П. А., Логинов С. Е. Новая схема формообразования зубьев спироидных колёс // Интеллектуальные системы в производстве. Ижевск: Изд. ИжГТУ, 2011, №3, с. 178-184.
2. Трубачев Е. С., Логинов С. Е. Новый метод нарезания зубьев спироидных колёс // В настоящем сборнике.

SYSTEM OF COMPUTER-AIDED CALCULATION AND ANALYSIS OF INTERNAL SPUR-BEVEL GEARING GEOMETRY

B. A. Lopatin, DSc in Engineering, Professor, South Ural State University, lopatinba@rambler.ru;

E. A. Poluektov, PhD in Engineering, Associate Professor, SUSU, Evgen@zb-susu.ru

Abstract: Traditional methods of calculation and the analysis of internal spur-bevel gears are rather labor-consuming because of complicated gear geometry. In this research the description of a software package which allows to lower time of design and to carry out selection of demanded geometrical parameters of gearing is submitted.

Keywords: spur-bevel gearing, computer-aided calculation

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ КОМПЛЕКС РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ГЕОМЕТРИИ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Б. А. Лопатин, д-р техн. наук, проф., Южно-Уральский государственный технический университет, lopatinba@rambler.ru;

Е. А. Полуэктов, канд. техн. наук, доц., Южно-Уральский ГТУ, Evgen@zb-susu.ru

Аннотация: Традиционные методы расчета и анализа цилиндрико-конических передач внутреннего зацепления достаточно трудоемки из-за сложной геометрии передачи. В работе представлено описание автоматизированной системы, которая позволяет значительно снизить время проектирования и осуществить подбор требуемых геометрических параметров передачи.

Ключевые слова: Цилиндрико-коническая передача, автоматизированный расчет

Цилиндрико-конические передачи (ЦКП) внутреннего зацепления характеризуются малыми габаритами, высокой нагрузочной способностью и поэтому находят применение в приводах различного назначения. Примером использования цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления на пересекающихся осях могут служить планетарные редукторы с наклонными сателлитами [1] (рис. 1), которые обладают рядом положительных характеристик, что предопределило их применение в трансформируемых системах космических аппаратов нового поколения [2].

При проектировании цилиндрико-конических передач внутреннего зацепления, вследствие сложной геометрии рабочей поверхности зубьев конической шестерни, использование традиционных методов для их расчета и анализа требует значительных временных затрат, что затрудняет выбор требуемых геометрических параметров передач.

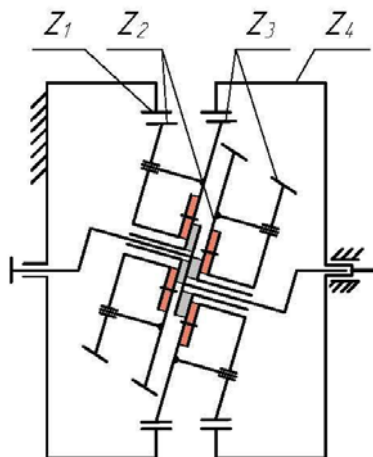


Рис. 1. Схема редуктора

В связи с этим целью работы являлась разработка автоматизированного комплекса расчета и анализа геометрии цилиндро-конических зубчатых передач внутреннего зацепления. Он включает в себя:

- модуль для расчета координат точек теоретической боковой поверхности зубьев конической шестерни;
- модуль для расчета коэффициентов смещения в торцовых сечениях конической шестерни;
- модуль для расчета траектории движения оси фрезы;
- модуль для расчета координат точек нарезаемой боковой поверхности зубьев конической шестерни при движении инструмента по расчетной траектории;
- модуль проведения сравнительного анализа профилей конической шестерни с помощью инерционных зон касания зубьев;
- модуль продольной модификации профиля конической шестерни;
- модуль компоновки зубчатых передач в планетарном редукторе.

Общий алгоритм функционирования комплекса представлен на рис. 2.

Исходными данными для работы комплекса являются параметры производящего реечного контура и параметры передачи: m – модуль, z_1 – число зубьев шестерни, z_2 – число зубьев колеса, x_2 – коэффициент смещения колеса; Σ – межосевой угол (рис. 3).

Для задания количества торцовых сечений шестерни, в которых определяется ее геометрия, используют следующие параметры передачи: b_w – ширина венца шестерни, w_0 – аппликата большего торцового сечения венца шестерни, Δw – шаг изменения аппликаты торцового сечения венца, w_{in} – аппликата предельного положения большего торца венца шестерни, d_{f2} – диаметр впадин зубьев колеса, d_{a2} – диаметр вершин зубьев колеса.

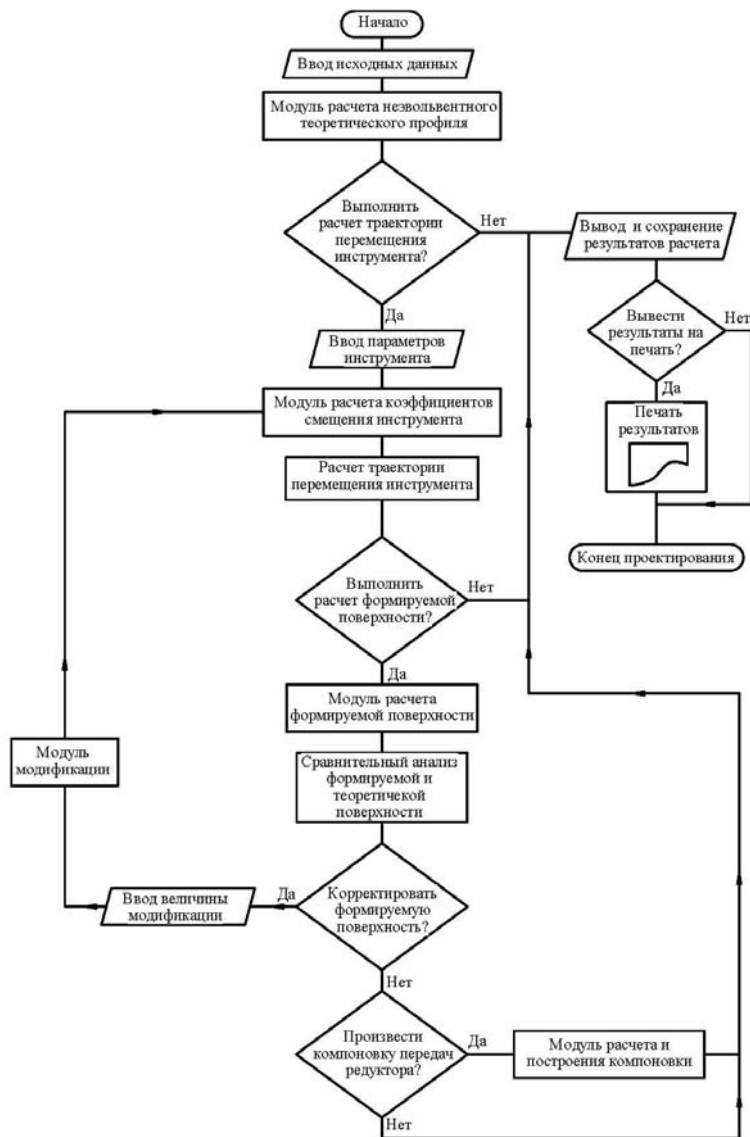


Рис. 2. Алгоритм функционирования автоматизированного комплекса расчета и анализа геометрии зацеплений цилиндро-конических зубчатых передач

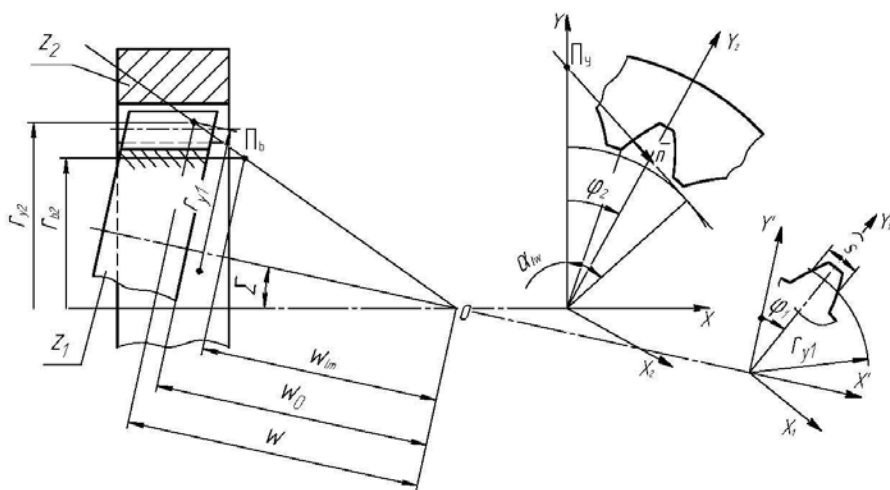


Рис. 3. Схема цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления

Параметры теоретического профиля зубчатого венца шестерни: r_{y1} – полярный радиус, задающий положение точки на профиле, r_{y2} – полярный радиус в торцовом сечении колеса, соответствующий r_{y1} , α_{tw} – угол зацепления в торцовом сечении шестерни, x_1 – абсцисса точки профиля на заданном полярном радиусе относительно оси зуба шестерни, s – толщина зуба по дуге полярного радиуса, w – текущая аппликата торцового сечения венца шестерни, исчисляемая от w_0 .

На практике рабочую поверхность зубьев шестерни получают перемещением червячной фрезы по криволинейной траектории [3], следовательно, необходимы следующие параметры профиля венца шестерни (рис. 4): x_{tm} – коэффициент смещения на большем торце венца шестерни, x_t – коэффициент смещения в текущем торцовом сечении w шестерни, r_1 – средний радиус рабочей высоты зуба в текущем торцовом сечении w шестерни, δ_0 – угол между торцовым сечением и нормалью к образующей делительной поверхности венцов шестерен.

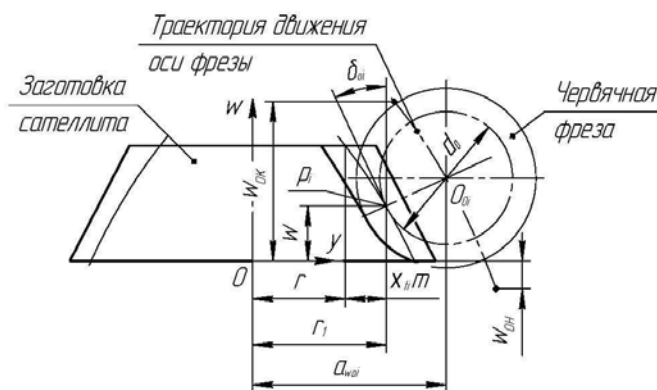


Рис. 4. Схема нарезания зубьев конической шестерни

Параметры для вычисления траектории движения фрезы (см. рис. 4): d_0 – делительный диаметр червячной фрезы, $w_{он}$ – аппликата начальной точки на траектории движения оси фрезы, $w_{ок}$ – аппликата конечной точки на траектории движения оси фрезы.

После геометрического расчета параметров проектируемых передач, расчета зацеплений, определения траектории перемещения инструмента, проведения сравнительного анализа отклонений профилей и оценки характера контакта в передаче, комплекс позволяет выполнить компоновку зубчатых передач в планетарном редукторе (рис. 5).

Дополнительно имеется возможность переноса схемы скомпонованных передач планетарного редуктора в графическую среду «AutoCAD» для дальнейшей эскизной проработки конструкции и выполнения ее детализовки.

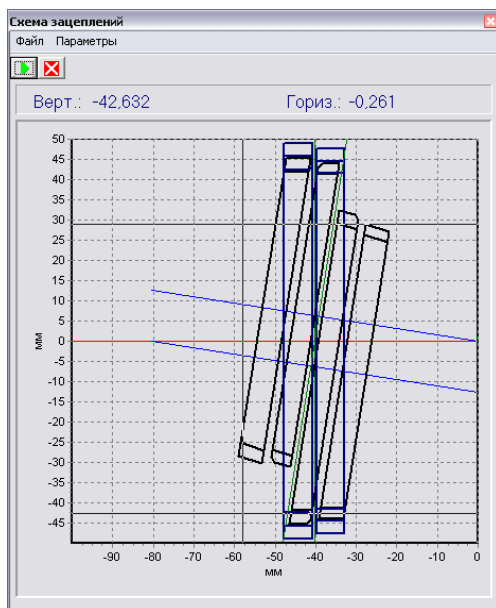


Рис. 5. Компоновочная схема зацеплений

Заключение

Разработанный автоматизированный комплекс расчета и анализа геометрии ЦКП позволяет на стадии проектирования оценивать характер контакта передачи и при необходимости вносить изменения в траекторию перемещения инструмента при формировании рабочих поверхностей зубьев неэвольвентной шестерни.

Комплекс используется на предприятии ФГУП «ГНП Ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс» при проектировании и изготовлении планетарных редукторов с цилиндрико-коническими зубчатыми передачами для электромеханических приводов различного назначения.

Библиографические ссылки

1. Лопатин Д. Б., Цуканов О. Н., Полуэктов Е. А. Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники // Вестник машиностроения. – 2009. – №2. – С.14–16.
2. Еремин В. П., Еремин Н. В., Лопатин Б. А. и др.; под ред. Кирилина А. Н., Еремина В. П. Создание нового поколения электромеханических приводов трансформируемых систем космических аппаратов: научно-технический сборник // Самара: ФГУП «ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», 2011. – 563 с.
3. Пат. 2364480 С1 РФ, МПК В 23 F 5/24. Способ нарезания зубьев неэвольвентной шестерни цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления / Б. А. Лопатин, Е. А. Полуэктов, Д. Б. Лопатин, Р. И. Зайнетдинов, В. М. Рублев. – № 2008117944; заявл. 04.05.08; опубл. 20.08.09, Бюл. № 23. – 2 с.

APPROACH TO DEVELOPMENT OF COMPUTER-AIDED CONFIGURATOR OF GEARBOX SYSTEMS

O. V. Malina, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University (ISTU), malina@istu.ru;

E. G. Zarifullina, Post-graduate, Kalashnikov ISTU, zarifullina_elvira@mail.ru

Abstract: The article is devoted to the structure and functional of the engineering objects configurator and approaches of its development.

Keywords: CAD system, design, configuring

ПОДХОД К СОЗДАНИЮ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО КОНФИГУРАТОРА РЕДУКТОРНЫХ СИСТЕМ

О. В. Малина, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашикова, malina@istu.ru;

Э. Г. Зарифуллина, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашикова, zarifullina_elvira@mail.ru

Аннотация: В статье освещены структура и функционал конфигуратора класса машиностроительных объектов, а также подходы к его созданию.

Ключевые слова: САПР, конструирование, конфигурирование

Введение

Говоря о подходах к организации современного машиностроительного производства, в частности его автоматизации все чаще используется термин «жизненный цикл изделия». Любое изделие машиностроительного производства проходит этапы – от возникновения потребности, поиска способа ее удовлетворения путем создания некоего изделия, до эксплуатации уже созданного продукта.

Конструкторам привычно делить указанный цикл на этапы разработки, создания и эксплуатации. Несмотря на очевидную последовательность выполнения указанных этапов, следует отметить возможность возврата от более позднего этапа к более раннему. Так, например, возврат с этапа создания (производства) на этап разработки (проектирование и конструирование) случается, когда заданные конструктивные параметры не могут быть реализованы в условиях существующего производства. На этапе эксплуатации может присутствовать этап ремонта, который, по сути, может состоять не в простой замене идентичных деталей или узлов, но и в модификации конструкции в целом в силу произведенной модификации запасных частей.

Анализ этапов разработки, создания и даже эксплуатации изделия (в частности ремонта), позволяет говорить о том, что качество выполнения этапов напрямую зависит от квалификации исполнителя работ, которая в свою очередь может быть существенно подкреплена средствами, автоматизирующими выполнение отдельных шагов в «жизни» изделия.

Конфигуратор, его назначение и структура

Одним из таких средств может стать автоматизированный конфигуратор – система позволяющая дать оценку существующей конструкции, присвоить ей уникальный код и предложить новую конфигурацию объекта, то есть его работоспособную структуру в терминах предметной области.

Базовыми модулями конфигуратора являются, во-первых, классификатор группы объектов, например, спироидных редукторов, во-вторых, база данных, фиксирующая правила конфигурирования, и, в-третьих, функциональный модуль, позволяющий на основании классификатора и правил конфигурирования решать задачу конфигурирования конструкции изделия машиностроения.

Задачи конфигурирования могут быть сформулированы в разных постановках и решаться на разных этапах жизненного цикла изделия:

1. Конфигурирование, как разработка новой конструкции изделия путем изменения прототипа.
2. Конфигурирование, как оценка возможности замены компоновочных элементов конструкции аналогами.

Конфигурирование первого типа в практике автоматизированного конструирования называют конструированием «Сверху-вниз». Задача конфигуратора в этом случае состоит в том, чтобы определить, как измененные исходные данные на проектирование сочетаются со свойствами существующего прототипа, выяснить, какая возможна модификация, после чего выполнить все возможные модификации и предоставить проектировщику множество возможных конструкторских решений.

Конфигурирование второго типа выполняется, когда изменяются не технические требования к изделию, а возникает необходимость замены детали или узла аналогом с фиксированным набором характеристик отличающихся от характеристик исходного элемента. В этом случае следует оценить возможность замены и условия, при которых замена возможна (например, замена еще одной детали или узла).

Модель конфигуратора и этапы его создания

Ответим на вопрос: что должны представлять собой описанные выше компоненты конфигуратора, как они могут быть получены и как должны функционировать, чтобы конфигура-

тор был способен решать указанные задачи.

Классификатор, входящий в состав конфигуратора представляет собой совокупность древовидной графовой структуры, демонстрирующей соподчиненность всех возможных конструктивных узлов и деталей, и таблицу признаков с их возможными значениями. В терминологии классификатора признак – это вопрос, на который для различных конструктивных решений редуктора могут быть получены разные ответы, например: признак – количество опор узла колеса, значения – одна, две; признак – вид соединения, значения – шлицевое, в натяг. С математической точки зрения признак p_k – это множество его значений – исходов a_{ki} . Суть признака заключается в том, что он фиксирует своими значениями то особенное, что отличает одно конструктивное решение от другого. Тогда множество конструктивных вариантов может быть описано, как $F = \prod_{k=1}^N p_k$, причем мощность множества значений признаков в рамках каждого набора, описывающего конструктивное решение, одинакова и равна N – количество признаков в классификаторе.

Исходными данными для создания классификатора являются графовые описания отдельных конструктивных решений (рис.1), получаемые в два этапа: разложение конструкции на структурообразующие (конструктивные) элементы и характеристика конструктивных элементов [1,2].

Последующее обобщение указанных графов позволяет создать основу обобщенной модели, в рамках которой уже может быть выделена обязательная компонента (присутствующая во всех конструктивных решениях), альтернативная компонента, фиксирующая как конструктивные (структурные), так и характеристические (размеры, материал, пространственное взаиморасположение и т.д.) особенности, и псевдообязательная компонента, получаемая в результате экспертного опроса об обязательности присутствия отдельных функциональных элементов не только в нескольких рассмотренных при создании обобщенной модели конструкциях, но и во всех структурах объектов данного класса. Именно альтернативная и псевдообязательная компоненты являются источником формирования признаков. Однако на этом этап создания классификатора не может считаться завершенным. Конфигуратор должен иметь средства расширения классификатора, которое может осуществляться за счет опроса экспертов либо за счет поиска новых данных, касающихся предметной области в информационных системах (например, в глобальной сети). За счет чего классификатор может быть

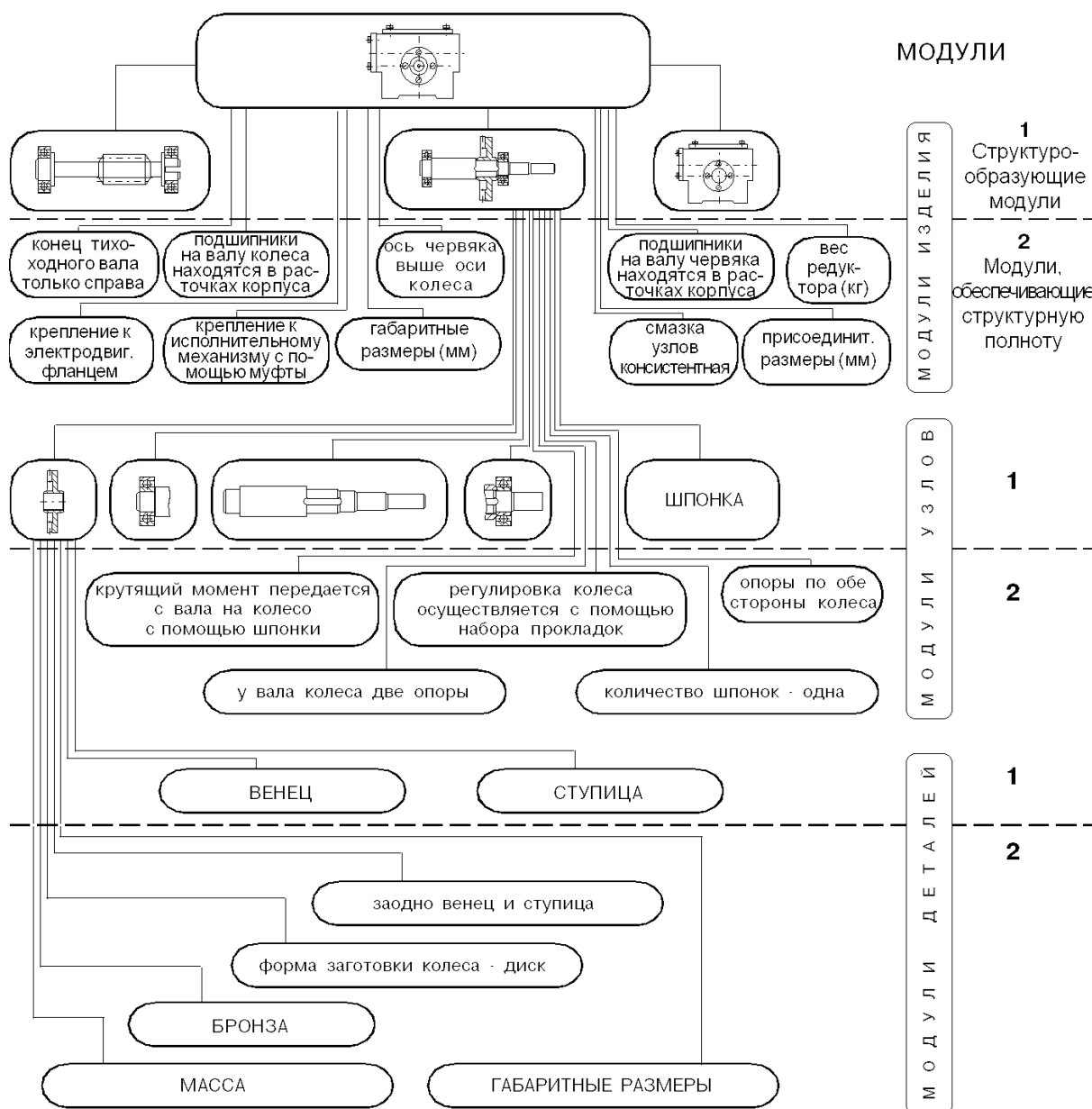


Рис.1. Пример графового описания конструкции редуктора

расширен? Существует три направления расширения классификатора: за счет введения в структуру графа новых структурообразующих вершин, за счет появления новых признаков и за счет дополнения множества значений отдельных признаков. Рассмотрим, каким образом происходит расширение классификатора, и оценим влияние одних этапов расширения на возникновение других.

Предположим, что в исходных конструкциях, взятых за основу при создании обобщенной модели, колесо было соединено с валом шлицем или в натяг. Отвечая на вопрос признака «вид соединения?», сформулированного на основе исходных данных, эксперт ответил, что соединение также может быть выполнено шпонкой. Результатом данного расширения явля-

ется: появление нового значения признака «вид соединения?», появление в графе структурной вершины «шпонка», появление признака «тип шпонки?» и значение признака «условное обозначение по ГОСТ данной шпонки», который впоследствии может быть дополнен иными альтернативными условными обозначениями, соответствующими другим типам шпонок. Проведенный анализ показал, что последствием расширения может стать не только появление новых функциональных вершин, признаков и их значений, но и изменение характера структурообразующих вершин. Появление новых конструктивных элементов, способных конструктивно заменить существующие, может привести к тому, что ранее используемый конструктивный элемент из обязательного превратится в альтернативный. Изменение статуса структурообразующей вершины приводит к серьезным изменениям в содержании классификатора. Необходимость указанных изменений объясняется тем, что все значения признака обязательной структурообразующей вершины значимые, то есть имеют какое-то значение, поскольку обязательная вершина есть во всех конструкциях и ее характеристика будет присутствовать во всех описаниях структурных решений. Необязательная вершина присутствует не во всех решениях, однако ее признаки наряду с признаками обязательных вершин присутствуют в формуле (1). Чтобы была соблюдена корректность описания, множество значений каждого признака каждой необязательной вершины дополняется пустым значением – NIL – «никакое».

Разобрав процесс построения и расширения классификатора, рассмотрим структуру и содержание информационной базы, определяющей правила конфигурирования.

Из формулы (1) очевидно, что операцией получения множества конструктивных решений является комбинаторный перебор. Что же в этом случае может рассматриваться в качестве правил конфигурирования. Суть правила конфигурирования состоит из двух положений:

- все итоговые варианты конструктивных решений должны быть реализуемы и отвечать требованиям технического задания;
- исключение вариантов, которые впоследствии окажутся нереализуемыми надо выполнять из рассмотрения на ранних этапах конфигурирования.

Причину нереализуемости конструктивных решений будем называть запрещенной фигурой, то есть невозможным сочетанием значений признаков [3]. По типу запрещенные фигуры делятся на эмпирические, получаемые по результатам экспертного опроса, и функциональные – расчетные. По характеру – абсолютно (всегда) и относительно (возникающие при наложении требований ТЗ) запрещенные.

Структурно все множество запрещенных фигур разбивается на подмножества относительно признаков и относительно значений признаков. Такое разбиение позволит при изменении

структуры прототипа не проверять новую структуру на все множество запрещенных фигур, характеризующих класс объектов, а проанализировать лишь множества запрещенных фигур вновь введенных в структуру значений признаков.

Такого рода структурирование множества запрещенных фигур является первым шагом оптимизации процесса конфигурирования. Однако, поскольку работа конфигуратора не ограничивается фиксацией возможности замены одного конструктивного элемента другим, а направлена и на поиск набора необходимых замен, позволяющих получить работоспособную конструкцию, соответствующую требованиям ТЗ, следующий шаг исследований должен быть направлен на формирование процесса планирования замен. Очевидно, что процесс этот будет иметь множество альтернативных модификаций, различающихся количеством заменяемых элементов, и представлять собой разрастающийся вниз корневой граф. Поэтому следующим шагом исследования будет оптимизация процесса планирования модификаций с поиском самого короткого «корня».

Заключение

Предлагаемый подход позволяет сделать следующий шаг в развитии средств автоматизации этапов жизненного цикла изделия, а сама система конфигуратора будет востребована как проектировщиками, так и эксплуатационниками сложных машиностроительных изделий.

Библиографические ссылки

1. *Малина О. В., Валеев О. Ф., Морозов С. А., Холмогоров А. В.* Подходы к организации экспертного опроса подсистемы формирования классификатора системы структурного синтеза конечных объектов, построенных на дискретных структурах // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2012. - №1(53), - С. 126-129.
2. *Малина О. В., Уржумов Н. А.* Принципы организации и этапы функционирования модуля построения классификатора спироидных редукторов // Теория и практика зубчатых передач: Труды международной конференции. – Ижевск, 2004.- С316-322
3. *Горбатов В.А.* Характеризация. Исчисление семантик. Искусственный интеллект// Логическое управление с использованием ЭВМ: Тез. докл. 13 Всесоюзн. симпоз. -М., 1990. -С. 3-7.

MATHEMATICAL SUPPORT FOR COMPUTER-AIDED DESIGN OF GEARBOX SYSTEMS

*O. V. Malina, DSc in Engineering, Professor, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
malina@istu.ru;*

*O. F. Valeyev, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
valeyev.oleg.f@gmail.com*

Abstract: The paper describes the mathematical support of the structural synthesis process, allowing to synthesize the gearbox structure according to the assigned criteria.

Keywords: CAD system, design, structural synthesis, mathematical model

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО КОНСТРУИРОВАНИЯ РЕДУКТОРНЫХ СИСТЕМ

*О. В. Малина, доктор технических наук, профессор, Ижевский государственный
технический университет имени М. Т. Калашикова, malina@istu.ru;*

*О. Ф. Валеев, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т.
Калашикова, valeyev.oleg.f@gmail.com*

Аннотация: Описано математическое обеспечение процесса структурного синтеза, позволяющее выполнять синтез структуры редукторов согласно заданным критериям.

Ключевые слова: САПР, конструирование, структурный синтез, математическая модель

Введение

Задача синтеза структуры редуктора может быть решена путем комбинаторного перебора на множестве модулей редуктора. Однако выполнение на ЭВМ структурного синтеза путем прямого комбинаторного перебора, как правило, невозможно для объектов средней и высокой степени сложности в силу эффекта комбинаторного взрыва. Таким образом, есть необходимость в разработке оригинальной модели и методов оптимизации процесса структурного синтеза, применение которых снизит вычислительную сложность процесса синтеза и объем памяти, необходимый для его выполнения.

Модель класса объектов «Редуктор» может быть представлена [1]:

$$F_{pv} = M_{om} \times \prod_{i=1}^N (p_i) \setminus F_z,$$

где M_{om} – множество обязательных модулей объекта, N – мощность множества признаков, p_i – i -ый признак, F_z - множество нереализуемых (запрещенных) вариантов объекта. Процесс построения модели класса объектов включает в себя этапы построения и расширения классификатора, позволяющего синтезировать все варианты объекта, и формирования множества запрещенных фигур (ЗФ) для отсева нереализуемых вариантов, которые подробно описаны в работах [2, 3].

1. Методы оптимизации процесса синтеза и задача поиска обратных функций

Модель класса объектов отражает основные этапы процесса получения всех реализуемых вариантов структуры – синтез всех возможных вариантов, а затем их анализ для отсева нереализуемых. Однако прямая реализация ее в качестве модели процесса синтеза не представляется возможной вследствие частого достижения предельных значений вычислительного процесса в ходе синтеза: объема памяти, необходимой для хранения вариантов объекта на этапе синтеза, и вычислительной сложности этапа анализа. Таким образом, цель оптимизации процесса синтеза – минимизация вычислительной сложности процесса синтеза и необходимого в ходе его выполнения объема памяти. Достижению этой цели способствует решение следующих задач: минимизация приращения числа промежуточных вариантов в ходе синтеза (при очередном перемножении на признак) и сокращение вычислительной нагрузки при выполнении анализа на ЗФ. Для решения задач оптимизации целесообразно применить следующие методы: чередование синтеза и анализа, упорядочение признаков для перемножения при синтезе, в том числе с целью приближения к началу синтеза проверки на большее число ЗФ, анализ расчетных зависимостей для снижения вычислительной сложности анализа промежуточных вариантов на функциональные ЗФ (ФЗФ), предотвращение генерации запрещенных вариантов вместо анализа множества вариантов на ЗФ.

Чередование синтеза и анализа предполагает разбиение процесса синтеза на этапы наращивания промежуточных вариантов объекта путем домножения на очередной признак и этапы анализа множества промежуточных вариантов на ЗФ. В то время как анализ на эмпирическую ЗФ (ЭЗФ), заключающийся в проверке ее наличия в варианте как подмножества исходных, является обязательным, анализ на ФЗФ выполняется не всегда: в том случае, если признак-результат функциональной зависимости определен техническим заданием, этап проверки неизбежен и состоит в том, чтобы для указанных в варианте значений признаков-аргументов выполнить расчет и сравнить полученное значение с заданным значением признака-результата. Однако в случае, если признак-результат не определен, его значение может быть получено прямым синтезом путем расчета, что позволяет исключить этап анализа, а

значит оптимизировать процесс синтеза в целом. В связи с этим для решения задачи минимизации вычислительной сложности процесса синтеза целесообразно для каждой известной расчетной зависимости $p_n = f_1(p_1, p_2, \dots, p_{n-1})$ построить семейство функций $F = \{p_n = f_1(p_1, p_2, \dots, p_{n-1}), p_1 = f_2(p_2, \dots, p_n), p_2 = f_3(p_1, p_3, \dots, p_n), p_{n-1} = f_n(p_1, p_2, \dots, p_{n-2}, p_n)\}$, то есть найти функции, обратные к известной, чтобы для любого подмножества мощностью $n-1$ множества признаков P (где $P = \{p_i\}, i = 1..n$, n – мощность множества признаков, участвующих в функциональной зависимости) существовала прямая функциональная зависимость, позволяющая вычислить значение недостающего признака p_j , где j изменяется от 1 до n .

В ходе решения задачи поиска обратных функций для автоматизации получения обратной функции относительно аргумента x_i разработан метод тождественных преобразований, суть которого состоит в том, чтобы в результате последовательных тождественных преобразований исходного уравнения $y = f(x_1, \dots, x_n)$ получить в одной из его частей x_i , тогда в другой части окажется искомая обратная функция $h(x_1, \dots, x_{i-1}, x_{i+1}, \dots, x_n)$. Такие преобразование достигается выполнением последовательности действий:

1. Преобразовать функцию к виду $f(x_1, x_2, \dots, x_n, y) = 0$ в префиксной нотации, после чего начать преобразование левой части.
2. Выбрать для анализа первую операцию и ее аргументы.
3. Выбрать аргумент, не содержащий x_i и «перенести» его в другую часть тождества, изменив операцию на обратную. Если удалось, то перейти к п. 6.
4. Если все аргументы рассматриваемой операции содержат x_i , то попытаться применить какое-либо известное правило, позволяющее получить такое тождественное данному выражение, чтобы один из его аргументов не содержал x_i . Если удалось, то перейти к п. 2.
5. Преобразование не удалось.
6. Если выражение более не содержит операций, то искомый результат достигнут, т.к. получена обратная функция: $x_i = h(x_1, \dots, x_{i-1}, x_{i+1}, \dots, x_n)$. Иначе к п. 2.

2. Модель процесса синтеза

Решению задач оптимизации – минимизации мощности множества промежуточных вариантов на каждом этапе синтеза и минимизации вычислительной сложности этапов анализа на ЗФ – способствуют следующие подходы:

1. «Синтез без анализа». Подразумевает прямой синтез разрешенных сочетаний по функциональным зависимостям. Как показано ранее, исключение этапа анализа на ФЗФ значительно снижает вычислительную сложность процесса синтеза. Также в случае прямого синтеза генерируется гораздо меньше промежуточных вариантов.
2. «Ранний анализ» – приближение анализа на каждую ЗФ к началу синтеза. Согласно этому подходу, при прочих равных условиях следует произвести перемножение множества промежуточных вариантов на такой признак, чтобы по результатам перемножения имело смысл выполнить анализ на возможно большее число ЗФ.
3. «Узконаправленный анализ». Предполагает сужение множества проверяемых ЗФ. Данный подход предполагает проверку на этапе анализа только на те ЗФ, для которых верно: $(z_i \subset M, M = \bigcup v_j, \text{ где } M - \text{ множество исходов, описывающее текущие промежуточные варианты, } v_j - i\text{-ый промежуточный вариант})$. В конечном счете, каждая ЗФ должна участвовать только в одном этапе анализа.

Таким образом, целесообразно представить процесс синтеза как выполнение следующих шагов:

1. Перемножение признаков каждого из семейств функций с получением множеств промежуточных вариантов.
2. Перемножение множеств промежуточных вариантов друг на друга до получения одного множества промежуточных вариантов.
3. Домножение множества промежуточных вариантов на признаки, участвующие исключительно в ЭЗФ.

Семейства функций взаимосвязаны в силу наличия признаков, участвующих одновременно в двух и более семействах функций: исходы признаков, запрещенные по результатам перемножения признаков одного семейства функций очевидно должны быть исключены из процесса перемножения признаков другого семейства функций. Это обстоятельство позволяет предположить, что добиться минимизации суммарной мощности множеств вариантов в процессе перемножения признаков семейств функций возможно, начав синтез множеств промежуточных вариантов с семейства функций S с наибольшим коэффициентом сокращения множеств возможных исходов его признаков R_S :

$R_S = \prod_{i=1}^N \frac{|M_{p_i}|}{|M'_{p_i}|}$, где N – число признаков семейства функций S , M_{p_i} – множество всех исхо-

дов признака p_i , M'_{p_i} – множество возможных исходов признака p_i ; $p_i \in \Omega$, где Ω – множество признаков, на которых определено семейство функций.

Критерием выбора функции семейства, применяемой для генерации разрешенных вариантов, является комплексная оценка вычислительной сложности (КОВС), равная произведению вычислительной сложности функции и мощности набора аргументов, на которых будет применена данная функция. Вычислительная сложность функции может быть определена количеством составляющих ее операций, а мощность множества аргументов может быть вычислена следующим образом: $\prod_i |p_i| - |V_z|$, где p_i – i -й признак-аргумент данной функции, V_z – множество запрещенных вариантов, сформированных на множестве признаков-аргументов P . Множество запрещенных вариантов V_z может быть оценено еще до начала синтеза путем анализа множества ЭЗФ, состоящих из исходов признаков семейства функций.

Порядок перемножения признаков конкретного семейства функций определяется в первую очередь функцией, выбранной для синтеза разрешенных вариантов: признак-результат выбранной функции участвует в перемножении после признаков-аргументов. Порядок перемножения признаков-аргументов следует определить согласно подходу «Ранний анализ», то есть по наибольшей мощности множества ЭЗФ, проверяемых при перемножении на очередной признак. Тогда первой парой перемножаемых признаков (p_a, p_b) выбираются такие признаки, что $|Z_{ab}| = \max(|Z_{ij}|)$, где Z_{ij} – множество ЗФ, проверяемых при перемножении пары признаков (p_i, p_j). Следующим домножается признак, для которого верно: $|Z_i| = \max(|Z_j|)$, где Z_i – множество ЗФ, проверяемых при домножении на признак p_i .

Порядок перемножения множеств промежуточных вариантов связан с реализацией подхода «Ранний анализ» и заключается в выборе для следующего перемножения такой пары множеств промежуточных вариантов, чтобы по его итогам проверить наибольшее число ЗФ, множество которых может быть определено следующим образом:

$Z_{ij} = (\Psi_i \cap \Psi_j) \setminus Y_{ij}$, где Z_{ij} – множество запрещенных фигур, анализ на которые возможен при перемножении множеств промежуточных вариантов Π_i и Π_j , Ψ_i и Ψ_j – множе-

ства 3Φ , соотнесенные соответственно с множествами промежуточных вариантов Π_i и Π_j ; $Y_{ij} = \{v_{ij}\}$, где при $v_{ij} = \{a_k\} \exists a_k : a_k \notin (V_i \cup V_j)$, где a_k - k -й исход 3Φ v_{ij} , V_i, V_j – множества исходов, характеризующие множества промежуточных вариантов Π_i и Π_j соответственно. Множество Ψ_i состоит из 3Φ , которые содержат хотя бы один исход a_k такой, что a_k - исход признака A и $A \in \Omega_i$, где Ω_i - множество признаков, из исходов которых состоят варианты множества Π_i , и хотя бы один исход b_{ml} такой, что b_m - исход признака B и $B \in \Omega_h, h \neq i$.

Порядок домножения множества промежуточных вариантов на признаки, участвующие исключительно в ЭЗФ, определяется подходом «Ранний анализ» и заключается в выборе для следующего перемножения того признака, по результатам перемножения на который возможно проверить наибольшее число ЭЗФ.

Заключение

Применение предложенного математического обеспечения существенно снижает вычислительную сложность процесса синтеза и сокращает объем памяти, необходимой для его выполнения, что в конечном счете позволяет успешно автоматизировать структурный синтез комплектующих редукторных систем, а в перспективе и более сложных объектов – таких как редукторные системы в целом.

Библиографические ссылки

1. *Малина О. В.* Концепция структурного синтеза объектов и процессов на основе характеристического анализа // Вестник Ижевского Государственного технического университета №2: Периодический научно-технический журнал.- Ижевск: Издательство ИжГТУ, 2001. - Вып. 2. - С. 10-15. ISBN 5-7526-0093-6.
2. *Малина О. В., Валеев О. Ф., Морозов С. А., Холмогоров А. В.* Подходы к организации экспертного опроса подсистемы формирования классификатора системы структурного синтеза конечных объектов, построенных на дискретных структурах // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2012. - №1(53), - С. 126-129.
3. *Малина О. В., Морозов С. А.* Анализ множества разрешенных фигур и их место в модели структурного синтеза сложных объектов // Информационная математика. - №1(6), 2007. – С.174-183.

MINIMIZATION OF CONTACT PRESSURE ON SPIRAL BEVEL GEAR TOOTH WITH CONTACT PATTERN OF GIVEN DIMENSIONS AND LOCATION

V. I. Medvedev, DSc in Engineering, Professor, Moscow State University of Technology

«STANKIN», vladimir.ivanovich.medvedev@gmail.com

D. S. Matveenkov, post-graduate student, Moscow State University of Technology «STANKIN»,

Imdiman@mail.ru

A. E. Volkov, DSc in Engineering, Professor, Moscow State University of Technology «STANKIN»,

volkov411@gmail.com

Abstract: Analysis of influence of input data of PC "Expert" code for synthesis of spiral bevel gears on bearing contact dimensions, shape and contact pressure is carried out. Algorithm for search of gear tooth surface and machine-tool settings that satisfies minimum tooth contact pressure in transmission of predetermined design is proposed. The desired distances from gear tooth edges are considered as restrictions imposed on contact pattern.

Keywords: spiral bevel gears, optimization, localized bearing contact, contact pressure, contact pattern, machine-tool settings

МИНИМИЗАЦИЯ КОНТАКТНОГО ДАВЛЕНИЯ НА ЗУБ КОНИЧЕСКОГО КОЛЕСА ПРИ ЗАДАНЫХ РАЗМЕРАХ И ПОЛОЖЕНИИ ПЯТНА КОНТАКТА

В. И. Медведев, доктор технических наук, профессор, Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», vladimir.ivanovich.medvedev@gmail.com

Д. С. Матвеенков, аспирант, Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», Imdiman@mail.ru

А. Э. Волков, доктор технических наук, профессор, Московский государственный технологический университет «СТАНКИН», volkov411@gmail.com

Аннотация: Произведен анализ влияния исходных данных для программы синтеза конических колес с круговыми зубьями ПК «Эксперт» на форму и размеры пятна контакта и контактные давления. Предлагается алгоритм поиска формы поверхности зуба и наладок зубообрабатывающего станка, обеспечивающий минимальное давление при контакте зубьев в передаче заданных размеров. В качестве ограничений рассматривается требование обеспечения заданных отрывов пятна контакта от кромок зуба.

Ключевые слова: конические передачи с круговыми зубьями, оптимизация, локализованный контакт, контактные давления, пятно контакта, наладки

Введение.

Рассматривается процесс контакта конических колес с круговыми зубьями, обработанных на станках традиционной конструкции [1]. Неудачный выбор параметров процесса обработки зубьев во многих случаях приводит к кромочному контакту, приводящему к резкому увеличению контактного давления. Мгновенная контактная площадка, соответствующая максимальному давлению имеет форму эллипса обрезанного поперечной кромкой зуба. Из сказанного следует, минимум контактных давлений следует искать среди множества поверхностей, обеспечивающих некоторые отрывы пятна контакта от кромок зубьев.

Реальная форма мгновенных контактных площадок может быть получена с помощью программы ПК "Эксперт" решения контактной задачи, основанной на рассмотрении зубьев как упругих трехмерных тел (негерцевское решение контактной задачи) [2]. Расчеты с помощью этой программы достаточно трудоемки и не позволяют использовать ее в процессе минимизации. В качестве инструмента для анализа зацепления в процессе минимизации используется программа анализа, основанная на решении Г. Герца [3, 4, 5]. Показано, что если все эллипсы контакта не выходят за пределы боковой поверхности зуба, то контактные давления, полученные на основании решения Герца, с учетом возможного двухпарного контакта зубьев, отличаются от давлений, полученных с использованием более точного решения, не более чем на 3%. Будем называть контакт локализованным, если мгновенные контактные площадки не выходят за пределы контура зубьев даже при максимальной нагрузке и допустимых погрешностях шага f_{pt} зубьев. Возможность выхода эллипса контакта за пределы зуба связана с тем, что построение эллипса контакта производится на основе решения Герца, а размеры контактирующих тел при этом предполагаются бесконечными.

1. Постановка задачи оптимизационного синтеза.

Оптимальными боковыми поверхностями зубьев будем называть поверхности, обеспечивающие минимум максимального по всем фазам зацепления контактного давления σ_H при локализованном контакте. Степень локализации контакта определим тремя величинами (Рис.1):

- отрывом Δ_a пятна контакта от верхней продольной кромки зубьев;
- отрывами Δ_e, Δ_i от внешней и внутренней поперечных кромок зуба.

Требуемые значения $\Delta_{aг}, \Delta_{ег}, \Delta_{иг}$ указанных отрывов являются исходными данными при решении задачи. Величину $\Delta_{аг}$ рекомендуется выбирать не менее одной десятой среднего нормального модуля m_n передачи. Для колес 5 и 6 степеней точности $\Delta_{ег} \geq b/10$, где b – ши-

4) максимальный зазор f между зубьями шестерни и колеса на интервале пересопряжения зубьев при равномерном вращении шестерни и колеса при легком торможении ведомого звена. Эта величина характеризует степень неравномерности передачи вращения;

5) коэффициент K_m модификации движения обкатки.

Результатом синтеза являются значения наладок зубообрабатывающего станка для обработки разных сторон зубьев шестерни и колеса. Требуемые характеристики зацепления могут быть получены путем целенаправленного варьирования параметров синтеза в интерактивном режиме. В работе [7] даны некоторые рекомендации по выбору значений всех параметров синтеза, однако, как показала практика, подбор наладок в интерактивном режиме требует высокой квалификации технолога и довольно трудоемок. В статье предлагается алгоритм и программный модуль автоматизированного решения поставленной задачи.

На основании большого количества численных экспериментов получены описанные ниже закономерности, которые использованы при разработке алгоритма оптимизации.

1. С увеличением большей полуоси a_ξ меньшая полуось a_η эллипса контакта уменьшается, что вызывает довольно медленное увеличение площади эллипса (пропорционально $a_\xi^{0,5}$) и снижение контактного давления пропорционально $a_\xi^{-0,5}$.

2. Размер меньшей полуоси a_η эллипса контакта при заданном значении большей полуоси a_ξ уменьшается с ростом угла λ наклона рабочей линии. Причем этот эффект становится заметным только при больших значениях угла ($\lambda > 80^\circ$).

3. Центр эллипса контакта перемещается в процессе зацепления по рабочей линии, которая, как правило, не сильно отличается от прямой линии. Направление прямой (АВ на Рис.1) определяется углом λ с осью η . Коэффициент ε перекрытия и длина рабочей линии увеличиваются с ростом λ .

4. Длина рабочей линии (линия АВ на Рис.1) и коэффициент перекрытия при зацеплении пары зубьев уменьшаются с увеличением величины f неравномерности передачи вращения.

5. Минимальным контактными давлениями при зацеплении конических колес с углом спирали $\beta \leq 35^\circ$ соответствуют значения коэффициента перекрытия $\varepsilon \leq 2$. При локализованном контакте с $\beta \leq 35^\circ$ контактное давление достигает максимума при однопарном контакте.

6. Увеличение неравномерности, т.е. рост значения параметра f при фиксированных прочих параметрах приводит к уменьшению a_η и увеличению контактных давлений.

7. Увеличение угла β спирали приводит к росту угла ν наклона большей полуоси эллипса к линии зуба и уменьшению возможной длины эллипса контакта.

вращения, и только в случае, если величина f становится близка к упругому сближению w_0 зубьев и можно удлинить пятно контакта, то производится увеличение угла λ .

Увеличение длины мгновенной контактной площадки производится в случае, если достигнуты требуемые отрывы от поперечных кромок и сумма $X = \Delta_i + \Delta_e$ отрывов от продольных кромок заметно превышает требуемое значение $X_f = \Delta_{i_r} + \Delta_{e_r}$.

В алгоритме принято, что значение f следует увеличивать в порядке геометрической прогрессии со знаменателем 1,05. При текущем значении $\lambda < 70^\circ$ шаг изменения угла λ может быть принят равным 5° , при $70^\circ \leq \lambda < 80^\circ$ шаг уменьшается до $2,0^\circ$, а при $\lambda \geq 80^\circ$ следует использовать шаг $0,5^\circ$. Величина a_ξ увеличивается на 3% от своего предыдущего значения.

Алгоритм обеспечивает требуемые отрывы с погрешностью, не превосходящей 20%. Для решения задачи обычно достаточно 15 – 20 итераций.

Изложенный алгоритм может быть использован для решения более сложной задачи [8], заключающейся в оптимизации конструктивных параметров передачи.

Библиографические ссылки

1. *Кедринский В.Н., Писманик К.М.* Станки для обработки конических зубчатых колес. – М.: Машиностроение. – 1967. – 584 с.
2. *Sheveleva G.I., Medvedev V.I., Volkov A.E.* Algorithms for analysis of meshing and contact of spiral bevel gears // Mechanism and machine theory. – Vol. 42. – N°12. – February 2007. – P.198-215.
3. *Медведев В.И., Шевелева Г.И.* Синтез спирально-конических передач по условиям контактной прочности зубьев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2002. – № 4. – С.75.
4. *Медведев В.И., Шевелева Г.И.* Метод определения контактных и изгибных напряжений в зубчатых колесах // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 1993. - № 6. С.35.
5. *Волков А.Э., Медведев В.И.* Прочностной расчет спирально-конических зубчатых передач // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2006. – № 3. – С.44-50.
6. *Шевелева Г.И., Волков А.Э., Медведев В.И.* Программное обеспечение производства конических и гипоидных зубчатых передач с круговыми зубьями // Техника машиностроения. – 2001. – № 2. – С. 40.
7. *Волков А.Э., Медведев В.И.* Проектировочные и технологические расчеты конических передач с круговыми зубьями. Учеб. пособие. – М.: МГТУ "Станкин". – 2007. – 151 с.
8. *Волков А.Э., Матвеев Д.С., Медведев В.И.* Оптимизация конструктивных параметров конических пар с круговыми зубьями // СТИН. – 2010. – № 7. – С.25-29.

FEM AND EXPERIMENTAL DETERMINATION OF COEFFICIENT FRICTION OF CROSSED HELICAL GEARS WITH WHEELS FROM SINTERED STEEL

A. Miltenović, Dr.-Ing, Research Associate, University of Nis, Serbia, amiltenovic@yahoo.com;

M. Banić, Dipl. Ing., Assistant, University of Nis, Serbia, milan.banic@outlook.com;

V. Miltenović, Dr.-Ing, Professor, University of Nis, Serbia, vojamiltenovic@yahoo.com

Abstract: Crossed helical gears are used in cars and in many household appliances. The trend towards increased comfort in motor vehicles has led to the utilization of more than a hundred servo-drives in luxury class automobiles. Important advantages of the crossed helical gears are their easy and inexpensive design, good noise performance and high ratio that can be realized in one step. Sintered steel is a very favorable material for wheels in crossed helical gears. Paper presents an analytical and FEA procedure for determination of coefficient of friction in meshing zone of crossed helical gears. Numerical simulation results were compared with experimentally obtained results.

Keywords: Sintered steel, Gears, Coefficient of friction, FEA

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ТРЕНИЯ ВИНТОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С КОЛЕСАМИ ИЗ СПЕЧЕННОЙ СТАЛИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫМ МЕТОДОМ И МКЭ

*A. Милтенович, к.т.н., научный сотрудник, Университет г. Ниш, Сербия,
amiltenovic@yahoo.com;*

M. Банич, инженер, Университет г. Ниш, Сербия, milan.banic@outlook.com;

B. Милтенович, к.т.н., проф., Университет г. Ниш, Сербия, vojamiltenovic@yahoo.com

Аннотация: Винтовые зубчатые передачи применяются в автомобилях и многих бытовых приборах. Тенденция к повышению комфорта в автомобильном транспорте привела к применению более чем сотни сервоприводов в автомобилях класса «люкс». Важными преимуществами винтовых зубчатых передач являются их простая и недорогая конструкция, низкий уровень шума и высокое передаточное отношение, которое может быть реализовано в пределах одной ступени. В качестве материала для колес винтовых зубчатых передач хорошо подходит спеченная сталь. В данной статье описаны способы определения коэффициента трения в зоне зацепления винтовых зубчатых передач с помощью аналитического метода и конечно-элементного анализа. Приведено сравнение результатов численного моделирования с результатами, полученными экспериментальным путем.

Ключевые слова: спеченная сталь, передачи, коэффициент трения, конечно-элементный анализ

Introduction

Crossed helical gears are used, for example, in automotive auxiliary drive units such as window lifters, seat adjustments, windscreen wipers, and also in home appliances. The trend towards increased comfort in motor vehicles has led to the utilization of more than a hundred servo-drives in luxury class automobiles. Important advantages of the crossed helical gears are their easy and inexpensive design, good noise performance and high ratio that can be realized in one step.

In these applications, combinations with pinions or worms made of steel and gear wheels made of plastic are widely used. The gear wheels are made by injection molding at low cost in large quantities. Due to the low carrying capacity of gear wheels made of plastic, they can transfer only small torque. Otherwise, the size of the transmission would be relatively large.

The use of gear wheels made of sintered metal can increase the load capacity of crossed helical gears. As in the case of plastic gear wheels, the large scale production of sintered metal gear wheels requires a special tool and no additional post-production costs.

The work by Wendt [5] is the first one focusing on the study of load capacity for crossed helical gears with material combination steel/sintered metal. Wendt researches the influence of density on the load capacity of crossed helical gears over 120 tests with a test period of 300 hours. His work provides approximate equations for the calculation of safety factors for tooth damage such as pitting and wear.

1. Test conditions

The practical tests were carried out by using five test benches with a centre-to-centre distance of 30 mm. The transmission of the asynchronous motor was mounted on the test bench and the output torque was applied via a magnetic particle brake. On each test bench, the engine and the gearbox, as well as the gearbox and the brake, were connected with gear coupling. The measurement of the output torque was made on transmission with a torque gauge bar via a slip ring transmitter. The speeds and output torques were controlled independently for each test bench. The test bench for crossed helical gears and the position of the measuring points is shown in Figure 1. The data of the test gear pair are given in Table 1.

Table 1. Data of the test gear pair

Parameters	Data
Centre distance	30 mm
Module	1.252 mm
Transmission ratio	40
Pressure angle	20
Wheel material	Fe1.5Cr0.2Mo
Worm material	16MnCr5
Speed	1500 – 10000 min ⁻¹
Torque	12-36 Nm
Synthetic oil	Klüber GH6 1500

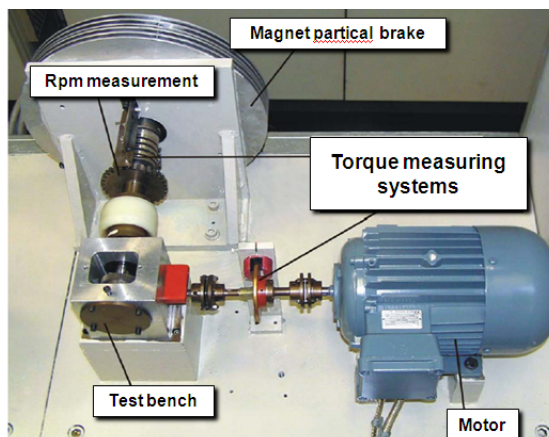


Fig. 1. Test bench

2. Wear

The wear describes the continuous loss of material from the surface of the basic body which has a relative movement with respect to a solid, liquid or gaseous mating with which it is in contact [4]. Contrary to hardness or tensile strength, wear is not a specific material property but a system property which depends on the particular tribological system. In our case, the elements of the tribological system are: the gear wheel (basic body), the worm (opposed body) and the lubricant (intermediate component).

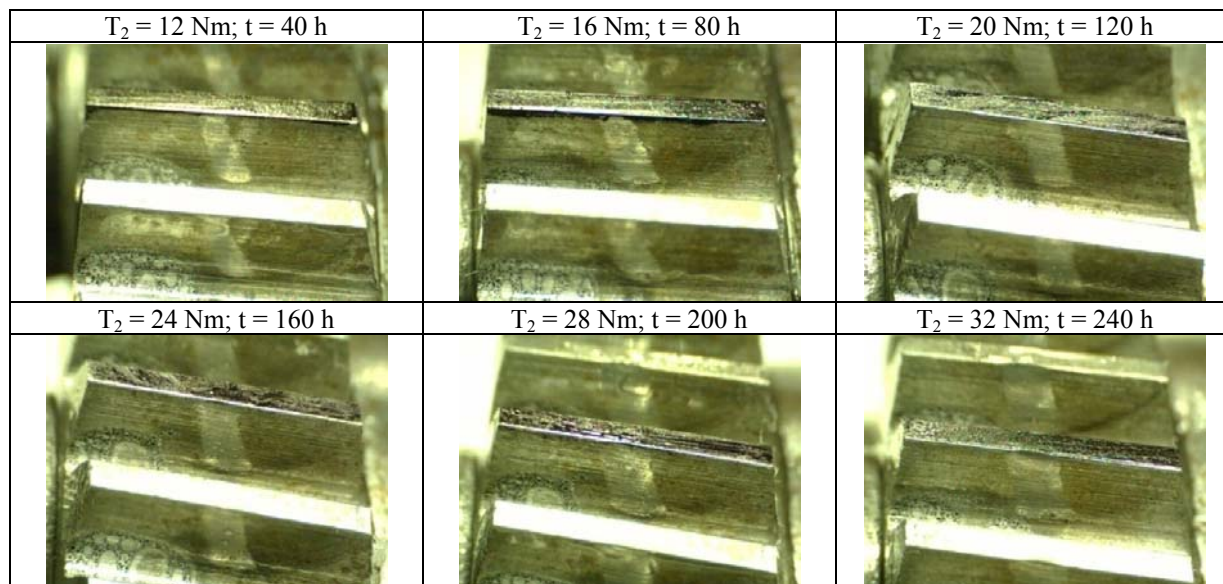


Fig 2. Comparison of the wear surfaces of wheels for $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ and different output torque[1]

Worm and wheel are in contact in a point. During operation, a change in the tooth flank of the wheel appears due to wear. The worm forms on the tooth flank of the wheel, a wear surface that has a shape which is identical to the worm gear flank. Wear progress widens the wear surface, which leads to a lower Hertzian contact stress in the tooth contact. After a certain period of operation under intensive wear progress, the steady state occurs, where a necessary oil layer exists, so that the

wear progress is minimal. Therefore, the basic criterion of work capacity of crossed helical gears is satisfactory wear resistance in the exploitation conditions.

Figures 2 show the wear surfaces of wheels for $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ and different output. The output moment of the first test run was 12 Nm and for each next test (40 h) was T_2 increased by 4 Nm.

3. Influence of temperature

The oil is an important element in a machine transmission, and it can provide optimal lubrication only up to a maximum limit temperature. The sump temperature significantly influences the progress of wear of the crossed helical gears, since the viscosity of the lubricant depends on the oil sump temperature. A high viscosity reduces the friction in the area of tooth contact. The oil sump over temperature $\Delta\vartheta_s$ is the result of the difference of the oil sump temperature ϑ_s and room temperature ϑ_0 .

$$\Delta\vartheta_s = \vartheta_s - \vartheta_0 \quad (1)$$

The power losses at constant speed and constant torque remain the same. Therefore, there can be a direct correlation between oil sump temperature and gear mesh power loss or the friction in the tooth contact. Further, the viscosity of the lubricant has a great impact on the oil sump temperature. Lubricants with higher viscosity lead to a thicker oil film, but it also leads to a higher temperatures and a decrease in viscosity.

According to DIN 3996 [3], wheel mass temperature ϑ_M can be calculated according to Equation 2. Wheel mass temperature ϑ_M depends on oil sump ϑ_s and the oil sump over temperature $\Delta\vartheta$:

$$\vartheta_M = \vartheta_s + \Delta\vartheta \quad (2)$$

The oil sump over temperature $\Delta\vartheta$ can be approximately calculated according to Equation (3):

$$\Delta\vartheta = \frac{P_{Vz}}{\alpha_L \cdot A_R} \quad (3)$$

The meshing power loss P_{Vz} can be calculated in the function of the coefficient of friction μ_{zm} , and helix angle β_{s2} can be determined on the crossed helical gear and the output power P_2 according to Equation (4):

$$P_{Vz} = \left(\frac{\tan(\beta_{s2} + \arctan \mu_{zm})}{\tan \beta_{s2}} - 1 \right) \cdot P_2 \quad (4)$$

Coefficient of friction μ_{zm} is calculated as the product of the basic coefficient of friction μ_{0T} and factor Y_{Tp} .

$$\mu_{zm} = \mu_{0T} \cdot Y_{Tp} \quad (5)$$

The basic coefficient of friction μ_{0T} can be determined according to [3]. The factor Y_{Tp} depends on the material density of the worm with a helical gear and it is for the density $\rho \geq 7.2 \text{ g/cm}^3$ according to [5] $Y_{Tp} = 1$.

The relevant cooling surface of the gear pair A_R is given by Equation (6):

$$A_R = b_{2R} \cdot d_{s2} \cdot 10^{-6} \quad (6)$$

The heat transfer coefficient α_L can be determined by Equation (7):

$$\alpha_L = c_k \cdot (1940 + 15 \cdot n_1) \quad (7)$$

Here is $c_k = 0.8$ for non-diving wheel, and $c_k = 1$ for diving wheel.

4. Prediction of wheel tooth mass temperature by FEA

Figure 3 show procedure for obtaining numerical results. Geometry data with wear rate was given in program SGEN 2 which generated geometry and mesh in MSC.Patran. This model is exported into Ansys were setup of boundary condition with all experimental and numerical data are given.

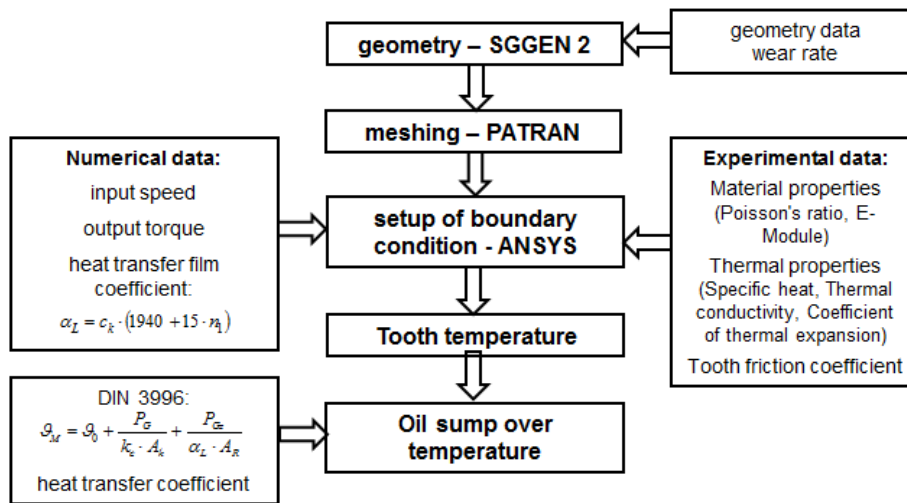


Fig 3: Procedure for obtaining numerical results

Based on analytically determined coefficient of tooth friction the heat generation in meshing zone of crossed helical gears was predicted by FEA procedure. The software used for this analysis was the ANSYS Workbench version 14. Analysis was defined as direct coupled transient structural-thermal analysis. As an accurate distribution of the temperature is requested [10] the high order finite element were used in analysis, namely SOLID 226.

The rate of frictional dissipation in contact elements in ANSYS is evaluated using the frictional heating factor and is given by:

$$q = FGHT \cdot \tau \cdot v \quad (8)$$

where τ is the equivalent frictional stress, v the sliding rate and FGTH the fraction of frictional dissipated energy converted into heat (the default value of 1 was used). The properties of the materials used in the analysis are listed in Table 3.

Table 3. Thermal properties of materials used in analysis

	Specific heat [J/kgK]	Thermal conductivity [W/mK]	Coefficient of thermal expansion [C ⁻¹]
16MnCr5	434	60.5	$1.2 \cdot 10^{-5}$
Fe1.5Cr0.2Mo		40	$0.9 \cdot 10^{-5}$

As higher order element was used due to computational limitations only a fraction of wheel model was considered in analysis. The rotation of worm and worm wheel was defined in time interval via joint condition in ANSYS Workbench in order to simulate the rotational speed of 1500 min^{-1} .

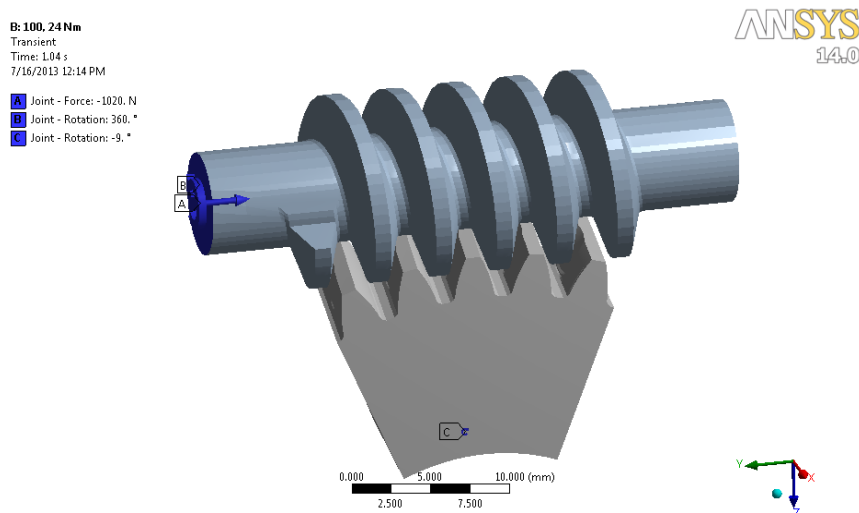


Fig. 4. Analysis setup and boundary conditions for prediction of heat generation in contact

The analysis was performed for two different output torques, 12 and 24 Nm. The coefficient of tooth friction was defined based on Equation (2). Table 4 shows the comparison of wheel mass temperature obtained analytically (Equations 2 and 3) and by simulation. As one can see there is good agreement of noted temperatures. As the load increases, the difference between the simulation and calculated value of temperature decreases due to better prediction of contact surface by simulation (Fig 6). To obtain better prediction of contact surface, as well as the surface pressure it is necessary to further improve mesh in contact area and to use nonlinear material model (bilinear hardening) which was not possible due to computational limitations.

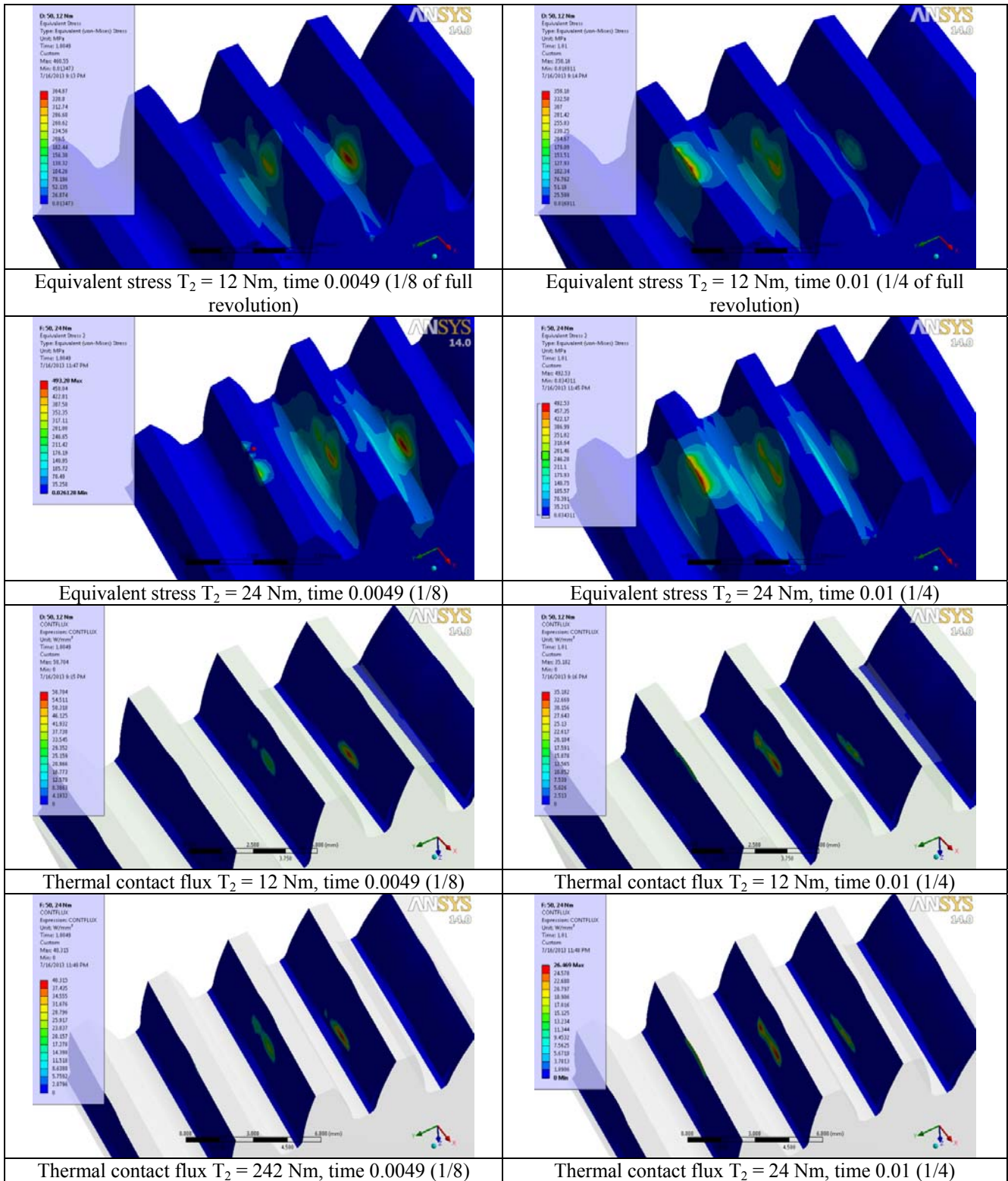


Fig. 5. Equivalent stress and contact thermal flux over time in meshing of crossed helical gears for $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$

Table 4. Comparison of wheel mass temperature obtained analytically and by simulation

Load	Analytically determined wheel tooth temperature, [°C]	Wheel mass temperature predicted by simulation, [°C]
12 Nm	98	108
24 Nm	112	119

Figure 6 shows the comparison of average oil over sump temperature $\Delta\theta_s$ obtained experimentally and by simulation. Oil sump temperature was determined over the experimental period of 280 h for speed of 1500 min^{-1} and the output torque T_2 for wheels made of sintered metal with sinter-hardening. The figure shows that there is a linear dependence between the oil sump temperature $\Delta\theta_s$ and the output torque T_2 . Oil sump temperatures increased with the increase of torque, resulting in higher overall power losses. The lowest oil sump temperature of $\Delta\theta_s=25 \text{ K}$ at the lowest speed of 1500 min^{-1} and minimum torque $T_2 = 12 \text{ Nm}$. From figure it is clear that there is relatively good agreement between the experiment and simulation. Again the simulation results differ more from the experimentally obtained ones with the decrease of load.

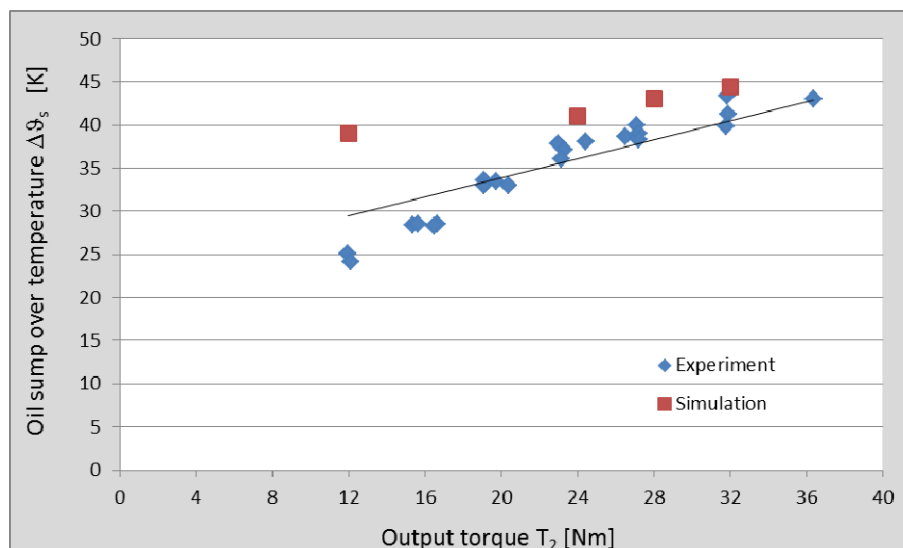


Fig. 6. Comparison of the oil sump over temperatures of crossed helical gears lubricated for $n_1 = 1500 \text{ min}^{-1}$ obtained experimentally and with simulation

Conclusion

Relative sliding of the meshing teeth under high-speed conditions results in significant frictional heat generation, which is determined by the load sustained, rotational speed and coefficient of friction. Heat generated is conducted into the gear teeth and is also taken away by the cooling lubricant. The frictional heat flux generated on the tooth flank and heat transfer on the gear surface and tooth flanks have a significant influence on the temperature variation and distributions. Consequently they affect the surface failure, such as hot scoring, wear, surface pitting, and thermal cracking.

The paper presents equations for determination of oil sump temperature, coefficient of friction as well as overall efficiency. Equations are based on experimental results for material combination of crossed helical gears 16MnCr5 and Fe1.5Mo0.2Cr sintered steel with sinter hardening.

The paper also presents a new procedure for prediction of heat generation in meshing of crossed helical gears. The new procedure is based on direct coupling of thermal and structural field in transient FEA and usage of analytically determined coefficient of friction. The obtained simulation results are in good agreement with analytically determined values as well as the experimental ones. The proposed procedure is applicable in early phases of design as well as study of effect of wear and other geometrical and assembly deviances on thermal stability of the power transmitter. Furthermore, it can be used with same purposes with other gear types.

References

1. *Miltenović, A.*: Verschleißtragfähigkeitsberechnung von Schraubradgetrieben mit Schraubrädern aus Sintermetall, Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 2011.
2. *Miltenović, A., Predki, W.*: Damage Types of Crossed Helical Gears with Wheels from Sintered Steel. International Journal “Science of Sintering”, 43 (2011). p. 205-214.
3. DIN 3990: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, 12/2002.
4. DIN 50320: Verschleiß: Begriffe – Systemanalyse von Verschleißvorgängen – Gliederung des Verschleißgebietes, 12/1979
5. *Wendt, T.*: Tragfähigkeit von Schraubradgetrieben mit Schraubrädern aus Sintermetall, Dissertation Ruhr-Universität Bochum, 2008.
6. *Kothoff, G.*: Neue Verfahren zur Tragfähigkeitssteigerung von gesinterten Zahnrädern, Dissertation RWTH Aachen, 2003.
7. *Hochmann, M.*: Tragfähigkeit von Zahnradpaarungen bei Schmierung mit Getriebefetten, Forschungsbericht, DGMK, 2007.
8. *Predki, W., Miltenović, A.*: Comparison of the wear load capacity of crossed helical gears with wheels of sinter and plastic, International conference on Gears - Gears 2010. VDI Berichte 2108, (ISSN 0083-5560) Munich, 2010. (ISBN 978-3-18-092108-2) S. 63-74.
9. *Ștefăncu, A. I., Melenciuc S. C., Budescu, M.*: Finite element analysis of frictional contacts. Buletinul Institutului Politehnic Din Iași, Tomul LIV (LVIII), Fasc. 3, 2011.

SINE RACK PLASTIC GEARS FOR ENERGY-LOSS REDUCTION

I. Moriwaki, Professor, Kyoto Institute of Technology, ichi@mech.kit.ac.jp;

A. Ueda, President, AMTEC INC., ueda@amtecinc.co.jp;

T. Koide, Professor, Tottori University, koide@mech.tottori-u.ac.jp;

M. Nakamura, Assistant Professor, Kyoto Institute of Technology, nakamura@mech.kit.ac.jp;

Abstract: The present paper describes plastic gears whose basic rack has a sine curve profile hereafter called “sine rack plastic gears”. Sine rack gears could reduce energy loss in meshing, because sliding ratio of a sine rack gear pair is smaller than that of an involute gear pair. Based on these concepts, tooth profile of the sine rack gear is calculated using the Theory of Gearing. Sine rack plastic gears were manufactured by injection molding, and were used for operating tests to measure tooth surface temperature and power transmission efficiency. For comparison, involute gears whose basic rack have the same pitch and tooth thickness on datum line were also prepared. Tooth surface temperature of sine rack plastic gear was smaller than that of involute gear. Using sine rack plastic gear pairs, power transmission efficiency was improved 0.2% under no lubrication and 0.4% under lubrication compared with involute gears. So that it could be expected that sine rack gears could bring the energy-loss reduction.

Keywords: gear, plastic gear, sine rack, energy-loss, efficiency

ПЛАСТМАССОВЫЕ ПЕРЕДАЧИ С СИНУСОИДАЛЬНЫМ ИСХОДНЫМ КОНТУРОМ ЗУБЬЕВ С УМЕНЬШЕННЫМИ ЭНЕРГОПОТЕРЯМИ В ПЕРЕДАЧЕ

И. Мориваки, профессор, Технологический институт Киото, ichi@mech.kit.ac.jp;

A. Уэда, президент, AMTEC INC., ueda@amtecinc.co.jp;

T. Коиде, профессор, Университет Тоттори, koide@mech.tottori-u.ac.jp;

M. Накамура, доцент, Технологический институт Киото, nakamura@mech.kit.ac.jp;

Аннотация: В настоящей статье описаны пластмассовые передачи, профиль исходной рейки которых представлен синусоидой, далее называемые «пластмассовые передачи с синусоидальным исходным контуром зубьев». Реечные передачи с синусоидальным исходным контуром зубьев позволяют уменьшить энергопотери в зацеплении, благодаря тому, что коэффициент скольжения в такой передаче меньше, чем в эвольвентной передаче. Основываясь на данных соображениях, профиль зубьев реечной передачи с синусоидальным исходным контуром рассчитывается с помощью теории зацепления. Пластмассовые передачи с синусоидальным исходным контуром зубьев были изготовлены путем литья под давлением и использовались при рабочих испытаниях для измерения температуры на поверхности зуба и

повышения мощности. Для сравнения также были изготовлены эвольвентные передачи, исходная рейка которых имела тот же шаг и толщину зуба на средней линии. Температура на поверхности зуба в пластмассовых передачах с синусоидальным исходным контуром зубьев была меньше, чем в эвольвентной передаче. Применение пластмассовых передач с синусоидальным профилем зубьев позволило увеличить мощность по сравнению с эвольвентной передачей на 0,2% без смазки и на 0,4% со смазкой. Таким образом, как и ожидалось, применение передач с синусоидальным исходным контуром зубьев позволяет уменьшить энергопотери в передаче.

Ключевые слова: передача, пластмассовая передача, синусоидальный исходный контур, энергопотери, КПД

Introduction

Plastic gears are often used in electrical actuators. In order to reduce consumption current for operating such actuators, improvement of their power transmission efficiencies are significant. If energy-loss reduction can be expected, it is important to develop new gear tooth profile other than involute curve [1].

Considering such concept, we focused sine rack profile and sine rack plastic gear. Sine rack gear has low sliding ratio, and it prevents heat generation on tooth surface. So that heat generation of sine rack gear is expected to be smaller and power transmission efficiencies could be higher than involute gear. Furthermore, energy-loss reduction can be expected.

In the present paper, meshing of sine rack gear pair and heat generation were analyzed. In addition, efficiencies of sine rack plastic gear pair were investigated thorough operating tests.

1. Sine curve basic rack

Sine curve basic rack is defined as shown in Figure 1. Pitch is defined as πm , where m is transverse module. Addendum h_s is m , tip clearance is defined as $(1+c)m$, where c is the factor of tip clearance, and dedendum h_t is defined as $(1+c)m$. On the other hand, backlash between sine rack gear teeth cannot be changed by changing center distance. Therefore, in order to change backlash, both right and left tooth flanks of sine rack gears must be moved along the datum line.

If a coordinate system of sine rack gear is set up as shown in Figure 1, using parameter θ representing pressure angle, a coordinate of a point lie on a tooth flank and pressure angle on datum line is represented as

$$x = m(\theta/2 \pm c_j/2) \quad (1)$$

$$y = m(1+c) \cdot \sin(\theta + \pi/2) \quad (2)$$

$$\alpha = \pi/2 - \tan^{-1}(2h_t/m) \quad (3)$$

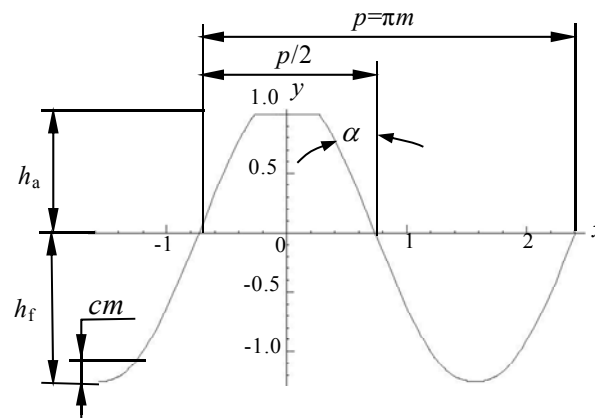


Figure 1. Sine curve basic rack.

without tooth tip and bottom, where \pm is for left and right flank (+ is for left, and – is for right.), and c_j is called tooth thickness reduction factor and its standard value is assumed as 0.1.

Sine rack gear flank including tooth fillet can be represented using sine function, and this is one of good points of sine rack gear. Therefore, geometrical analysis of meshing gear pairs can be easily performed. On the other hand, reference circle diameter, that is, working pitch circle diameter d is represented as

$$d = z m \quad (4)$$

using number of teeth z and module m because pitch of sine rack is defined as πm .

2. Comparison between involute and sine rack gear

Table 1 shows sine rack and involute gear data for tooth form comparison [2]. Figure 2 shows involute and sine rack gear profiles for comparison. Deviation at tooth root is 0.0951mm, and the one at tooth tip is 0.0686mm. And tooth thickness of sine rack gear at diameter 48.250mm is 0.0042mm smaller than involute gear, and 0.0044mm larger than involute gear at diameter 47.750mm.

Table 1. Gear data

Items	Pinion	Gear
Tooth profile	Involute / Sine rack	
Gear type	Standard Spur	
Module [mm]	1.0	
Number of teeth	48	48
Pressure angle [deg.]	20 / 21.801	
Reference diameter [mm]	48.00	
Tip diameter [mm]	50.00	
Root diameter [mm]	45.50	
Facewidth [mm]	8.0	
Center distance [mm]	48.00	
Backlash [mm]	0.2	

3. Sliding ratio

Sliding velocity v_s between meshing tooth flanks is calculated by summation of relative velocities v_p and v_g toward phantom racks on points lie on locus of contact points. Therefore, sliding ratio of pinion or gear ζ_i , whose subscript i means pinion (p) or gear (g), is represented by

$$\zeta_i = \frac{|v_p + v_g|}{|v_i|} \quad (5)$$

Figure 3 shows variations in sliding ratios of sine rack gear and involute gear. Maximum sliding ratio of involute gear is appeared at meshing start and finish positions, however, that of sine rack gear is appeared ± 4.38 degree at earlier and later meshing positions. Comparing sliding ratio of sine rack gear with that of involute gear, the maximum sliding ratio of sine rack gear is 0.371 and that of involute gear is 0.745. The maximum sliding ratio of sine rack gear is about 50% compared with that of involute gear, and sliding on sine rack gear tooth flank is less than involute gear tooth flank.

4. Contact ratio

Contact ratio of sine rack gear ε_a is represented by

$$\varepsilon_a = \frac{\widehat{B_p O B_g}}{2\pi} \cdot z_1 \quad (6)$$

as shown in Figure 4. B_p and B_g are intersected points of tooth tip and locus of contact point respectively. Figure 5 shows variations in contact ratio with changing number of teeth of a gear using constant number of teeth 18 of pinion compared with in case of using involute gear. Contact ratio of sine rack gear does not change largely, and it is smaller than that of involute gear.

5. Heat generation

Heat generation of sine rack gears and involute gears were investigated using computer simulation

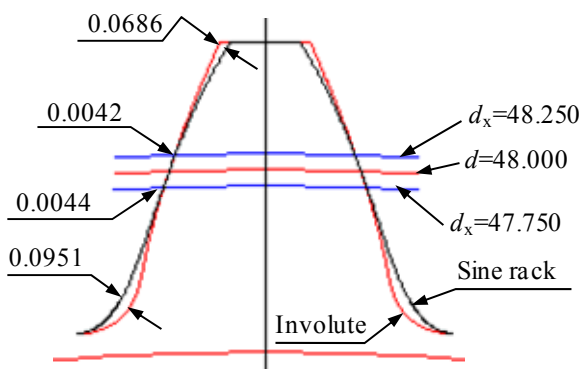


Figure 2. Tooth profiles of sine rack and involute gears.

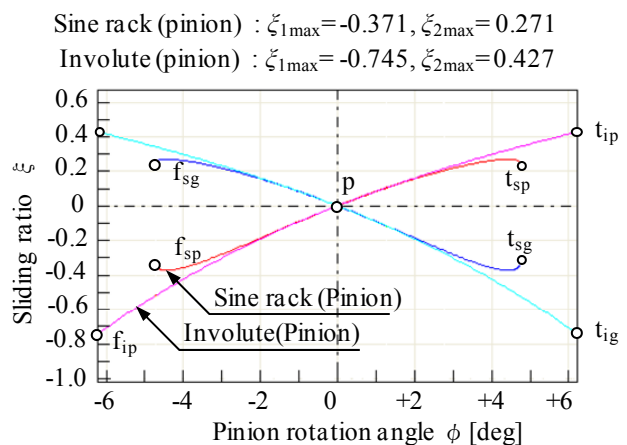


Figure 3. Sliding ratios of sine rack and involute gears.

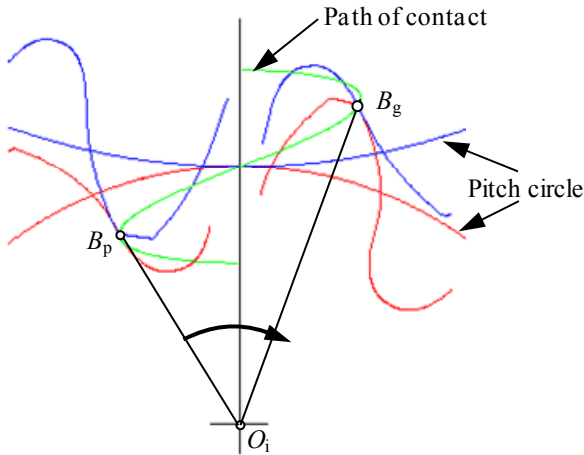


Figure 4. Path of contact of sine rack gear pair.

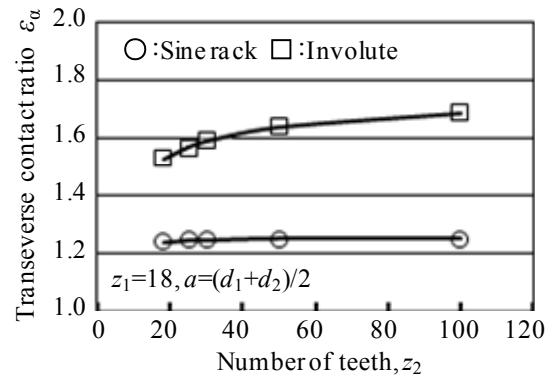


Figure 5. Transverse contact ratios of sine rack and involute gears.

software (Amtec Inc.) [3]. Figure 6 shows calculated specific heat generation on tooth surface. From figure 6, it was found that specific heat generation of sine rack gear was less than that of involute gear. Especially, friction heat generation of sine rack gear was less than involute gear. Hysteresis heat generation of sine rack gear was larger than involute gear because contact ratio of sine rack gear is less than that of involute gear. And Figure 7 shows tooth flank temperature distributions calculated by 3-D heat generation and heat transfer analysis software (Amtec Inc.) [4]. The maximum tooth flank temperature of involute gear was 304.5K, on the other hand, that of sine rack gear was 1.6 degree C lower than involute gear.

6. Experiments

6.1. Details

Involute and sine rack plastic gear (Injection molded plastic gears, Polyacetal-Copolymer) were used for operating tests. Figure 9 shows the torque absorption type test rig. Test conditions were shown in Table 2. Temperature of tooth flank was measured with infrared thermometer (Keyence, IT2-02). And applied torque was measured with torque meters (Ono-sokki, SS-200) and efficiency was calculated these measured torque.

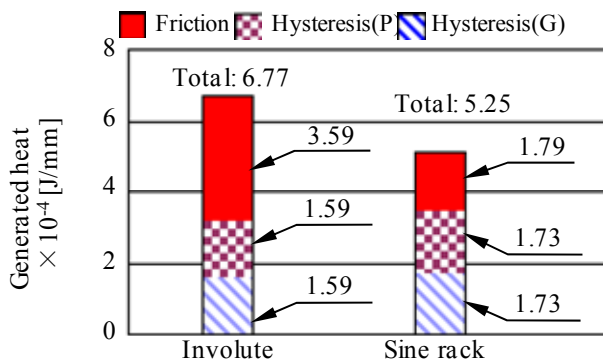


Figure 6. Specific heat generation on tooth flank.

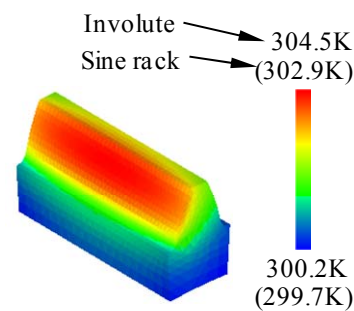
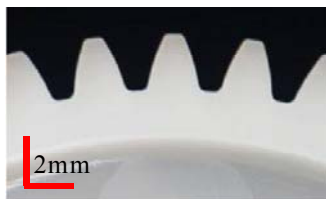
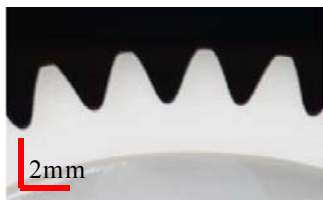


Figure 7. Calculated temperature distribution.



(a) Involute gear



(b) Sine rack gear

Figure 8. Photos of sine rack and involute plastic gears.

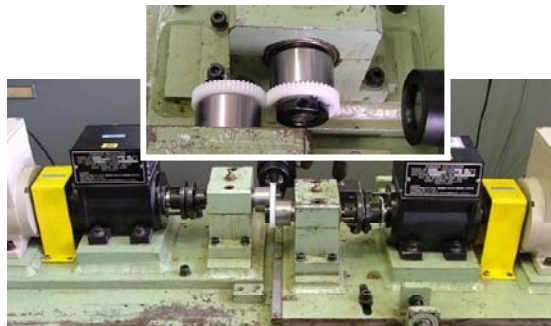


Figure 9. Test rig.

6.2. Results

Figure 10 shows measured gear flank temperature, and Figure 11 shows efficiency under non-lubricated conditions. From Figure 10, tooth temperature of sine rack gear was 2.4°C less than involute gear. From Figure 11, efficiency of sine rack gear was 0.40% higher than involute gear.

Table 2. Test conditions

Materials	POM-C
Temperature [$^{\circ}\text{C}$]	23
Specific applied torque [$\text{N} \cdot \text{m} / \text{mm}$]	0.125
Rotation speed [min^{-1}]	300
Lubrication	No

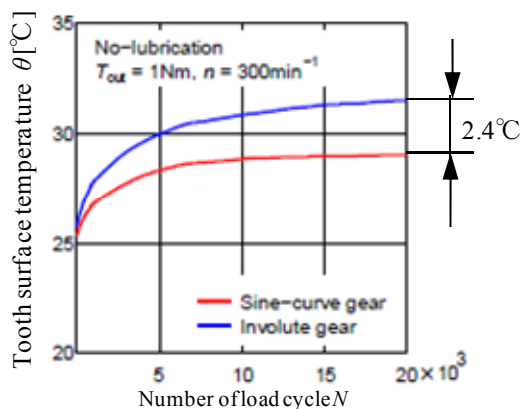


Figure 10. Changes in tooth surface temperatures.

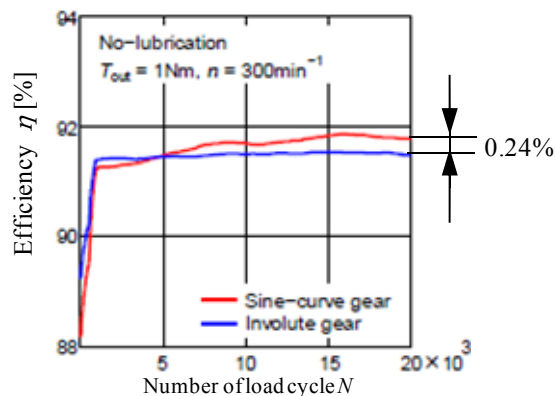


Figure 11. Changes in efficiencies.

7. Conclusions

- (1) Sliding ratio of sine rack gear was less and about 50 % compared with that of involute gear.
- (2) Contact ratio of sine rack gear was almost constant. And contact ratio of sine rack gear was less than that of involute gear.
- (3) From calculation of heat generation, sine rack plastic gear generated less heat than involute gear.
- (4) Performed operating tests showed that tooth surface temperature of sine rack plastic gear was less than involute gear, and efficiency of sine rack gear was better than involute gear.
- (5) Possibilities for energy-loss reduction were found through analyses and experiments.

In addition, tooth thickness at the critical section of sine rack gear is larger than that of involute gear. Therefore, tooth bending stress could be decreased and load capacity could be improved. In our future works, we will try to calculate tooth root stresses of sine rack gears.

References

1. Ueda A.; Yoshihara M., Nakamura, M. Moriwaki I., Plastic Gears with Basic Rack Consisted of Sine Curves: Power Loss Reduction and Load Capacity Enhancement, 2010. Proceedings of The Machine Design and Tribology Division meeting in JSME 2010(10), 123-126, in Japanese.
2. Gear Design Software Manual Sine-Gear Design Software, Amtec Inc., 2009.
3. Ueda A.; Yoshihara M., Takahashi H., Moriwaki I., Computer Simulation on the Heat Generation in Meshing of Plastic Spur Gears : In Case of Plastic Spur Gears Pair, 2007, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C 73(732), 2357-2366, in Japanese.
4. Ueda A.; Yoshihara M., Nakamura M., Moriwaki I., Computer Simulation on the Heat Generation in Meshing of Plastic Spur Gears : Effect of Module and Rotational Speed on Teeth-Temperature Rise, 2009, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. C 75(752), 1072-1080, in Japanese.

CREATION OF LINKED GEOMETRICAL BLOCKING CONTOURS AND THEIR APPLICATION FOR IMPROVING THE GEOMETRY OF REALLY AND/OR CONDITIONALLY LINKED GEARS WITH EXTERNAL AND INTERNAL MESHING

P. Nenov, DSc, Prof. "Angel Kanchev" University of Ruse, pnenov@gmail.com

B. Kaloyanov, Scientific Associate, RU, kaloyanovi@yahoo.com

E. Angelova, DSc, Ass. Prof., RU, ang@uni-ruse.bg

Abstract: Gears of mechanisms, that are produced as independent products, in case of center-to-center spacing possess general links, that are necessary. At the same time search for higher cost effectiveness require product versions production. Creation of linked geometrical blocking contours of $x_{1,2}-a_w$ type, that are closer to structural gear scheme, is computerized. Geometrical blocking contours coordinate system is more suitable for engineer.

Keywords: involute gears design, geometrical blocking contours, linked gears, involute meshing optimization.

СОЗДАНИЕ СВЯЗАННЫХ ГБК И ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ДЛЯ УЛУЧШЕНИЯ ГЕОМЕТРИИ РЕАЛЬНО И/ИЛИ УСЛОВНО СВЯЗАННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ВНЕШНЕГО И ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

П. Ненов, д-р, проф., Русенский университет им. Ангела Кынчева, pnenov@gmail.com

Б. Калоянов, науч.сотрудник, РУ, kaloyanovi@yahoo.com ;

Е. Ангелова, д-р, доцент, РУ, ang@uni-ruse.bg

Аннотация: Передачи механизмов, производимых как самостоятельные изделия, при условии равенства межосевых расстояний обладают общими связями, которые являются обязательными. В то же время поиск более высокой экономической эффективности требует производства вариантов изделий. Автоматизировано создание связанных ГБК типа $x_{1,2}-a_w$ более близких к конструктивной схеме передачи. Система координат ГБК является более подходящей для конструктора.

Ключевые слова: проектирование эвольвентных передач, геометрические блокирующие контуры, связанные зубчатые передачи, оптимизирование эвольвентного зацепления

Введение

Необходимость поиска высококачественных конструктивных решений планетарных и

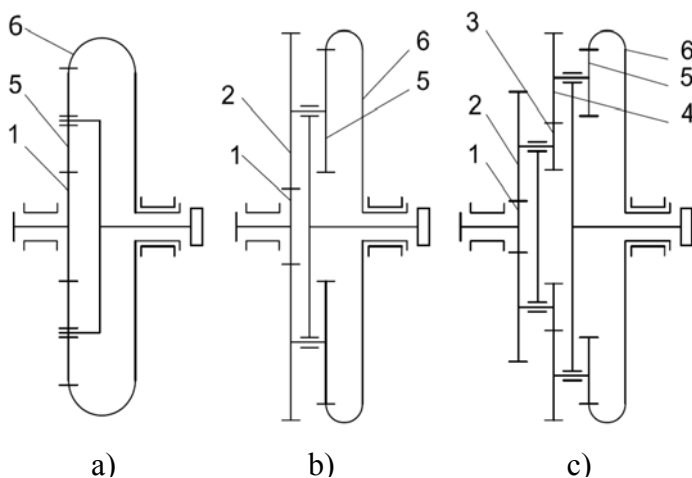


Рис.1. Примерные схемы редукторов
с зацеплением, связанных прямо - **a)** 1,5-Е & 5,6-І или
с помощью общего межцентрового расстояния a_w -
b) 1,2-Е&5,6-І и **с)** (1,2-Е&3,4-Е) \equiv (3,4-Е&5,6-І)

цилиндрических редукторов, коробки передач и др. (развиваемые как самостоятельные изделия или как элементы разных фамилий цилиндрических эвольвентных зубчатых передач) показывает, что в большинстве случаев речь идет о передачах, **связанных** разным путем. Иногда эта связь **реальная** – в случаях, когда некоторые из зубчатых колес участвуют одновременно во внешних, внутренних или в „смешенных“ (т.е. внутренних или

внешних) зацеплениях одинакового межцентрового расстояния.

В других случаях связь между зубчатыми колесами может быть только **желательной**, из-за технико-экономических требований. Иногда тяжесть этих соображений может быть столь велика, чтобы превратить их из условных в связи с обязательным характером. Примером такого случая являются планетарные передачи, показанные на рис.1 [10]. В группе механических передач передачи планетарного типа одни из тех, которые в большой степени удовлетворяют требованиям для уменьшения расхода материала, в результате использования преимуществ внутреннего зацепления и передач мощности несколькими параллельными силовыми потоками. В это время разнообразие кинематических схем и конструкций планетарных передач затрудняет значительно конструктора при оценке разных вариантов и выбора рационального решения. В большинстве случаев налицо хорошие возможности для реализации разных передаточных чисел. Характерной особенностью многих типов планетарных передач является наличие двух или нескольких зацеплений с одинаковым межцентровым расстоянием. Это требует дополнительных ограничений на число зубьев зубчатых колес, наряду с требованиями для симметрии, соседства, монтажа и др. При этом, с увеличением числа ступеней и силовых потоков математическое описание ограничительных условий усложняется. Повышенный интерес к планетарным передачам

оправдывается тем обстоятельством, что они в большой мере удовлетворяют хорошо требованиям для уменьшения расхода материалов на их производство [9], [10].

1. Разрабатывание контуров связанных передач со стандартными и каталожными пакетами ГБК типа „ x_1-x_2 “

Перспективой для облегчения поиска решения проблем связанных передач такого типа являются блокирующие контура в системе координат x_1-x_2 , которые можно найти в справочных пособиях, каталогах, альбомах, стандартах [2, 6, 7]. Они созданы для групп зубчатых передач с фиксированным числом зубьев, со стандартными ИПРКонтура и модулем $m=1$ mm. Оказывается, однако, что их применение для других передач (хотя и с числом зубьев, близким к каталожным) ограничено, из-за появления существенных различий в виде их контуров, т.е. – в параметрах зацепления. Их форма влияет еще сильнее, чем ИПРК, например, посредством перемен радиальных зазоров в основе зубчатых зацеплений. Первым выходом к уменьшению таких несоответствий является отказ от использования альбомов и разработка специализированных программных систем для автоматизированного создания контуров этого типа. Они могут работать с всякими модулями, которые дают конструктору реальные размеры передач, сопоставимыми впрямую с остальными элементами разрабатываемого проекта.

2. Контуров связанных передач, создаваемых на основе ГБК типа „ x_1-x_2 “ построенных автоматизированным путем.

2.1. Автоматизированные версии ГБК типа „ x_1-x_2 “

На рис. 2 показаны одни из первых наших контуров, созданных автоматизировано - ГБК со стандартными или нестандартными ИПРК, с которыми начали использовать более эффективно и без проблем область возможных решений зубчатых передач. Наши алгоритмы базированы на теории, предлагаемой в известных литературных источниках [3], [4], [11], [15]. В предложенных построениях отсутствие знакомых ограничительных линий оригинальных контуров скомпенсировано использованием пакета символов, персонализирующих конкретные параметры качества зацепления (ПКЗ), как например: **P** - подрезание основы зубьев; **Z** – заострение вершин; **E** – недостаточный коэффициент бокового перекрытия; **I, R** - интерференции и т.д. В теории и практике можно найти разные примеры и попытки использовать контуры типа x_1-x_2 при проектировании зубчатых передач [9]. Продолжают и поиски новых решений [1], [5].

Мы решили создать и применить ГБК иного типа, связанные напрямую с межцентровыми расстояниями и утвердили их в нашей практике, которая включает проектирование ряда самостоятельных изделий и несколько широко развернутых семейств редукторов [9], [12], [13]. К сожалению, немало авторов показывают раздельный вариант проведения прочностных и геометрических расчетов зубчатых передач. По нашему мнению, это не самый хороший вариант, так как расчеты на грузоподъемность тоже связаны с модулем передачи и межцентровыми расстояниями. Конечно, специфический начальный вид контуров рассмотренного типа в унисон с прежним состоянием графических возможностей вычислительной техники, но, не смотря на это, более категорически разграничивает область допустимых решений, определенной претензией к параметрам качества (ПК) зацепления.

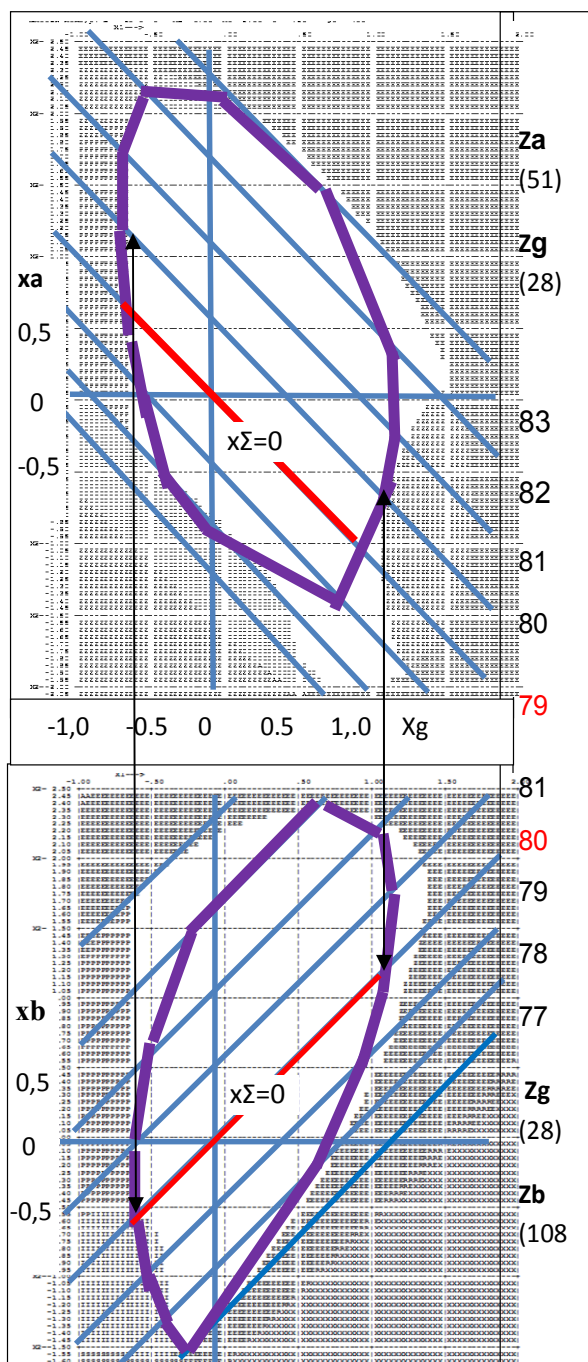


Рис.2. Построение ГБК реально связанных передач внешнего ($E-Z_a-Z_g=51,28$) и внутреннего ($I-Z_g-Z_b=28,108$), зацепления при $m=2$ мм, и со стандартными ПИРК (неравномерно расположенные линии с наклоном $45^\circ/45^\circ$ являются линиями межцентровых расстояний).

2.2. Преобразование автоматизированных ГБК „ x_1-x_2 “ в контурах связанных передач

При создании связанных передач на основе контуров типа x_1-x_2 , рекомендуется шкалы коэффициентов смещения по направлениям координатных осей быть кратными примерно 0,5. При автоматизированной подготовке базовых построений (рис. 2) для **связанных** ГБК планетарного редуктора 2К-Н, в обоих зацеплениях *сателлитное колесо следует претерпевать как „первое“*. После этого можно построить сети одинаковых межцентровых

Таблица 1. Данные о линиях $a_w = \text{const}$

Зъбное зацепление, модулем $m=2$ мм			
Внешнее (E)		Внутреннее (I)	
a_w	x_Σ	a_w	x_Σ
-	-	84.000	2.3253
83.000	2.3289	83.000	1.6891
82.000	1.6913	82.000	1.0871
81.000	1.0881	81.000	0.5226
80.000	0.5229	80.000	0
79.000	0	79.000	-0.4753
78.000	-0.4750	78.000	-0.8958
77.000	-0.8943	77.000	-1.2504
76.000	-1.2466	-	-
$z_1=51$	$z_2=28$	$z_1=28$	$z_2=108$

Мы сопровождаем ГБК типа x_1-x_2 таблицами, (табл.1) дающими возможность легко использовать их для создания ГБК связанных передач, выражающих прямую, *связь* коэффициентов смещения исходного контура с межцентровым расстоянием.

контура проектируются на надстроенных по направлению ординатных осей линии межцентровых расстояний. Эта группа линий определенной длины параллельные и расположены в вертикальном направлении на равных расстояниях над шкалой тоже с равномерным шагом. Каждая отсечка представляет допустимый интервал, в котором могут варьировать коэффициенты смещения исходного контура x_1 или x_2 , при соответствующем межцентровом расстоянии связанных зубчатых передач. Здесь конечные точки интервалов межцентровых расстояний связываются последовательно, заканчивая трансформации базовых контуров в ГБК типа $x_{1,2}-a_w$ - см. рис.3, построение z_a-z_g (E), респ. z_g-z_b (I).

расстояний; удобно начать с отмечанием по ординатной оси ($x_1=0$) точек $x_{2i}=x_{\Sigma i}$, вычисленных для каждого межосевого расстояния (см. Табл. 1). Через эти точки следует провести линии, под углом (45°) при внутреннем и под (-45°) - при внешнем зацеплении. Интервалы коэффициентов смещения каждого a_w внешнего (E) и внутреннего (I) зацепления сопоставляются, конечные точки взаимных перекрытий a_w связываются (рис.2) .

2.3. Преобразование автоматизировано

созданных ГБК типа „ x_1-x_2 “ в тип $x_{1,2}-a_w$

Контуров типа x_1-x_2 (см. рис2 можно) нетрудно трансформировать в тип $x_{1,2}-a_w$. Для этого конечные точки каждого межцентрового расстояния в границах соответствующего базового

2.4. Связанные контуры с наложением ГБК типа $x_{1,2}-a_w$, созданные ГБК типом x_1-x_2

Как уже отметили, одним из преимуществ контуров типа x_1-x_2 является возможность использовать их для создания ГБК связанных передач прямым путем, т.е. трансформировать в ГБК типа $x_{1,2}-a_w$. Здесь процедуру трансформирования следует применить на обеих передачах связанного зацепления.

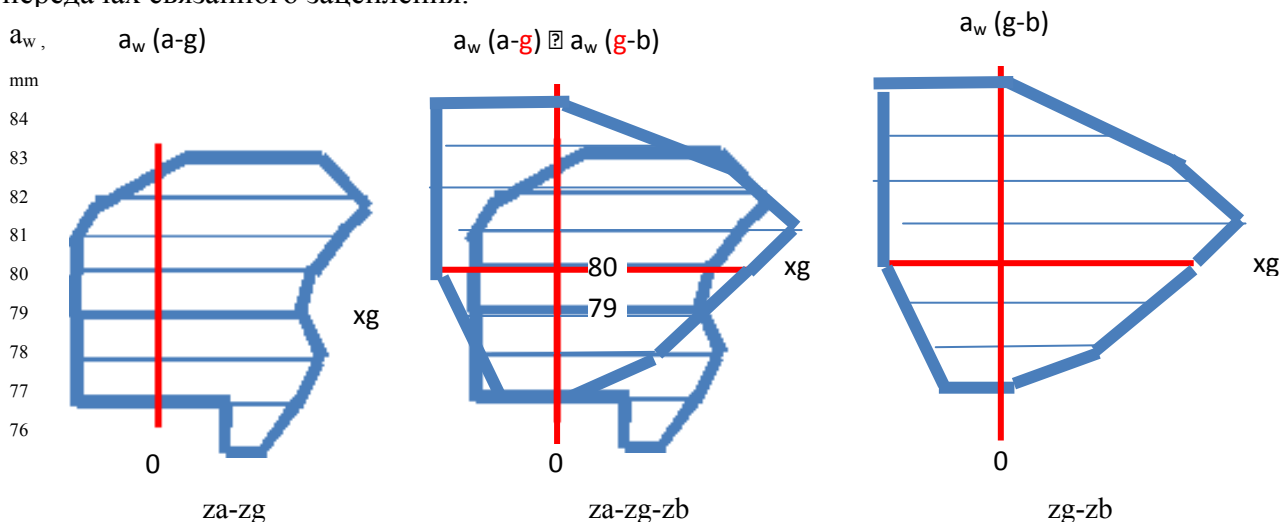


Рис.3. ГБК контуры типа $x-a_w$, зубчатым передачам планетарного редуктора 2К-Н:

- внешнего зацепления (E)
 - связанной передачи
 - внутреннего зацепления (I)
- (ГБК связанной передачи создается наложением контуров двух реально связанных зацеплений)

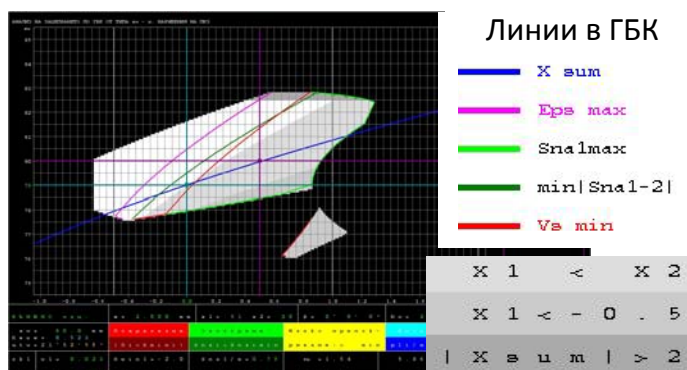


Рис.4. ГБК типа $x_{1,2}-a_w$ зубчатой передачи внешнего зацепления ($z_1=51, z_2=28$, стандартный ИПРК, $m=2$ mm, созданный авторской программой системой GEOMER-E Цвет желтый - недост. перекрытие; красный - подрезание; зеленый–заострение; голубой - интерференции)

Полученные „персональные“ построения, разработанные при определенных требованиях к ПИРК и заданным ПКЗ, это необходимые два ГБК типа $x_{1,2}-a_w$, т.е. два „элемента“ требуемого решения.

Наложенными один над другой, они превращаются в **ГБК связанной передачи** (рис.3). Этот контур, полученный в данном случае для внешнего, респ. внутреннего

зацепления планетарного 2К-Н редуктора, дает общую область, в которой могут варьировать значения коэффициента смещения исходного контура x_g сателлитного зубчатого колеса z_g .

Допустимые интервалы варьирования с коэффициентами обоих центральных колес могут быть определены, используя значения суммарных коэффициентов смещения внешнего и внутреннего зацепления при конкретном межосевом расстоянии. Определение полных

областей варьирования требует уточнения допустимых интервалов изменения коэффициентов общего колеса для каждого межцентрового расстояния a_w , входящего в границы связанных контуров (см. рис.3, центр).

3. Создание связанных ГБК наложением контуров, полученных из ГБК, типа $x_{1,2}-a_w$

Связанные ГБК контуры получаются еще легче и в более точном виде из соответствующих ГБК контуров типа $x_{1,2}-a_w$, автоматизировано созданные с помощью систем GEOMER-E и GEOMER-I. На рис.4 показан контур внешнего зацепления [14]. Следует отметить, что изображения контуров дополнены линиями, облегчающими поиска решений, близких к оптимальным. Эти линии показывают тенденции в развитии стоимостей суммарного коэффициента зацепления, коэффициента перекрытия, относительной толщины зубьев по вершинам зубчатых колес и минимальных скоростей скольжения по рабочим поверхностям зубчатых пар. В процессе прямого создания изображений контуров с помощью программных систем, конструктору предоставляются числовые значения этих и других параметров в произвольно выбранной точке из области допустимых решений. На рис. 8 показаны промежуточные этапы из процедур для создания связанных ГБК планетарных передач, которые с известным опрощением сводятся до:

- Автоматизированное создание необходимых проекций ГБК типа $x_{1,2}-a_w$ – для внешнего - рис.4 (E) и внутреннего - (I) зацепления, с помощью программных систем GEOMER - E, GEOMER - I (см. также рис.5, первого и пятого элемента);

- Трансформирование (при необходимости) выбранных проекций контуров (рис.5 – второй и четвертый элемент) в других масштабах; наложение проекций (рассмотрено уже в п.2.4 ; на его место здесь поставлен **связанный** контур для того же случая, созданный с помощью системы GEOMER - PLN (см. элемента в середине рис.5)

4А. Дефинирование задачи второй части

При проектировании фамилий планетарных редукторов, рассматриваемых в Часть II настоящей работы, одна из главных задач обеспечить синтезируемой группе передачи более плотное перекрытие ряда передаточного числа, в рамках данного типоразмера. Дополнительно возникающие ограничения, таких как требование минимального габаритного диаметра конструкции, незасечение (соседство) зубчатых колес силовых потоков трех- и более поточных планетарных редукторов и другие, принимаются под вниманием, т.е. обеспечиваются одним из фрагментов программной системы PLANET, созданной специально для конструктивных схем, показанных на рис.1.

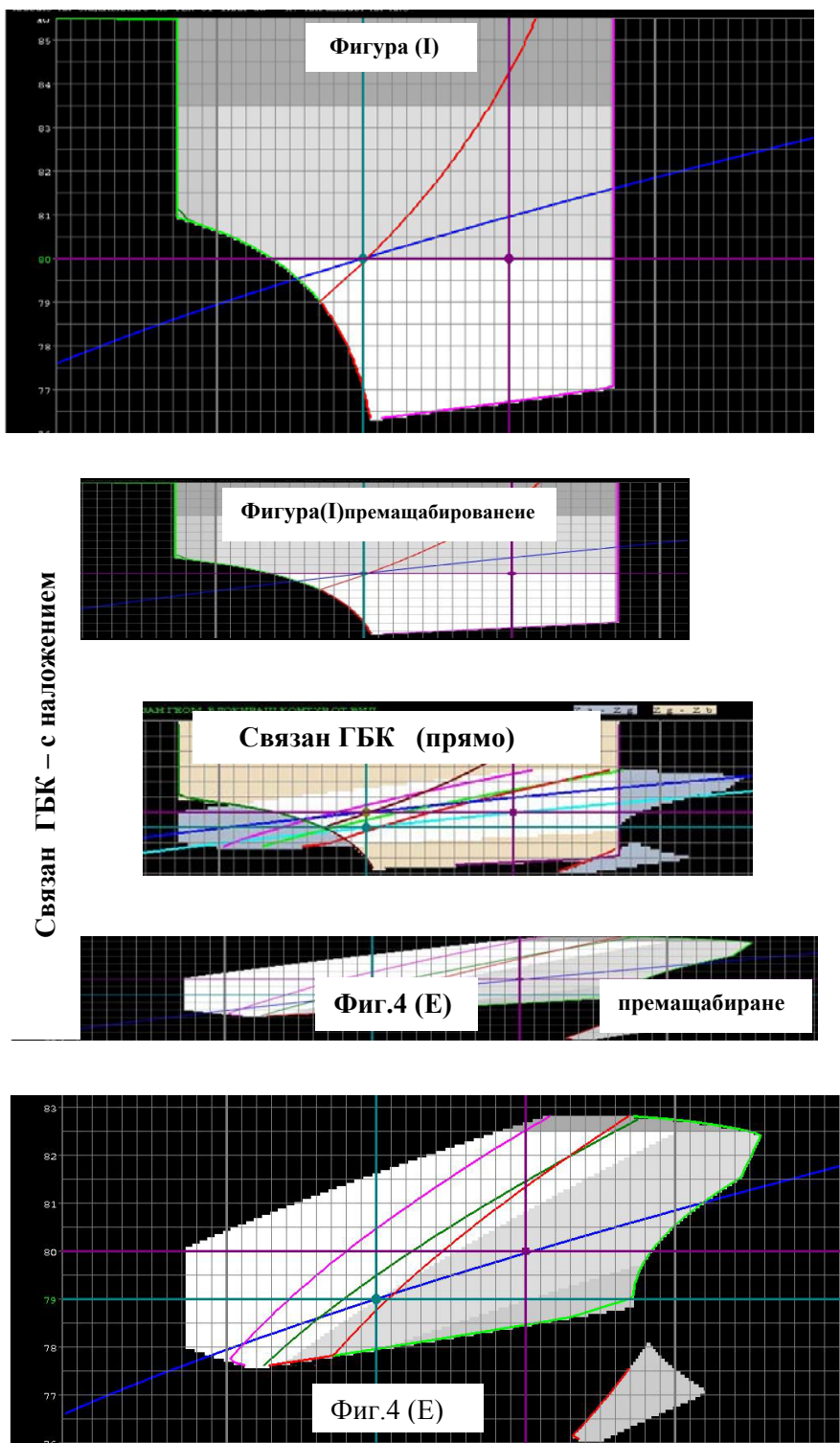


Рис.5. Связанный ГБК планетарной зубчатой передачи ($z_a=51$ $z_g=28$ $z_b=208$). Построение в середине фигуры получено **прямым путем**, при использовании # GEOMER-PLN. Элементы связанного ГБК, **построенный наслаживанием** ГБК получены с системой # GEOMER-I , респ.# GEOMER-E

Выводы

В работе рассмотрены методы создания ГБК типа x_1-a_w на основе ГБК типов x_1-x_2 разного начального происхождения (графического или от авторского программного варианта), так как и контуры, создаваемые прямым путем, с помощью специализированного софтуера. Показаны и возможности использования контуров самостоятельных передач для создания **ГБК связанных зубчатых зацеплений**. Работа построена на основе развития примера с внешним и внутренним зацеплением конкретной планетарной передачи типа 2К-Н. Этот пример может быть полезным и для развития более масштабного поиска высокоэффективных решений.

Заключение

ГБКонтур, создаваемые в варианте x_1-a_w на основе конкретного значения модуля, числа зубьев передач и ПИРКонтур, дают в явном виде полную область решения, соответствующего всем возможным комбинациям коэффициентов смещения исходного контура и межцентровых расстояний. Дополнительная информация к контуру дает возможность надстраивать его кинематическими и другими параметрами и может превратить его в Параметрический блокирующий контур (ПБК) для многосторонней параметрической оптимизации зубчатой передачи.

Часть II

5. Генерирование вариантов редукторов 2К-Н, рис.1

Дополнительными конструктивными требованиями к планетарным редукторам могут быть: предпочтения к использованию стандартных или округленных нестандартных межосевых расстояний a_w передач; обеспечение возможности для монтажа центрального зубчатого колеса внешними зубьями посредством переднего отверстия водила; использование одинаковых и унифицированных деталей в одно-, двух- и трехступенчатых редукторах (эластичные штифты, корпусные детали, дисковые элементы водила и др.). Это увеличивает объем расчетов. В то же время по технико-экономическим соображениям

Табл. 2. Обобщение результатов синтеза передачи 2К-Н, при $n \square = 2,3,4$ силовых потоков (выборка)

Вариант №	Брой передаточных чисел $u \square$ при разных чисел силовых потоков			Варианты, удовлетворяющие требований о $\Delta u^{*})$, при разных z_b и $n \square$									
				$u \square =$	3,15	3,55	4,00	4,50	5,00	5,60	6,30	7,10	8,00
$n \square = 2 ; 3 ; 4$				($z_b=$)	2 3 4	2 3 4	2 3 4	2 3 4	2 3 4	2 3 4	2 3 4	2 3 4	2 3 4
1	6	4	5	90	●●●	●●●	●●●	●○●	●○●	●○○	○○○	○●○	○○○
2	8	6	4	91	●●●	●●●	●○○	●●○	●●○	○○○	●●●	●○○	●○●
18	8	4	4	107	●●●	●●●	●●●	●●○	●○○	●○○	○○○	●○●	●○○
19	8	9	7	108	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●	●●○	○●○
29	8	9	7	118	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●	●●●	●●○	○○○

*) Наличие сполучливого варианта, с отклонением $u \square$ до $\pm 3 \%$ отмечено с „●”, а отсутствие – с „○”

реализация постоянства размеров самых дорогих деталей конструкций, таких как зубчатых венцов и корпусных элементов. По этим же причинам конструктор должен располагать сопоставимыми конкурентными вариантами. Кроме того серийность производства можно увеличить путем более широкого использования проектируемых редукторов в большем числе изделий, таких как ведущие барабаны разного типа, электротали, ходовые колеса и др.

Это увеличивает интерес конструктора к удовлетворению дополнительных желаний – для малых отклонений передаточного числа от их стандартных значений.

Таблица 3. Обобщенные результаты синтеза передач 2К-Н, при $n \square = 2,3,4$ силовых потоков и стандартных ПИК

№	$a_w/m, \text{mm}$	$Z_a-Z_g-Z_b$	$u_{ст} - u_d - \Delta u$			$x_a (\approx)$	$x_g (\approx)$	$x_b (\approx)$
1	80,0 - 2,0	51-28-108	3,15	3,12	-1,03	- 0,2	0,7	0,7
2	76,0-2,0	42-32-108	3,55	3,57	0,60	0,3	0,8	0,8
3	73,0-2,0	36-35-108	4,00	4,00	0	0,3	0,8	0,8
4	69,0 – 2,0	30-39-108	4,50	4,60	2,22	0	0	0
5	68,0-2,0	27-40-108	5,00	5,00	0	0	0,5	0,5
6	67,0-2,0	24-41-108	5,60	5,50	-1,79	0,4	0,7	0,7
7	65,0 – 2,0	21-43-108	6,30	6,14	-2,49	0,1	0,4	0,4
8	63,0-2,0	18-44-108	7,10	7,00	-1,41	0	0	0
9	62,0 – 2,0	15-46-108	8,00	8.20	2.50	0,1	0,4	0,4

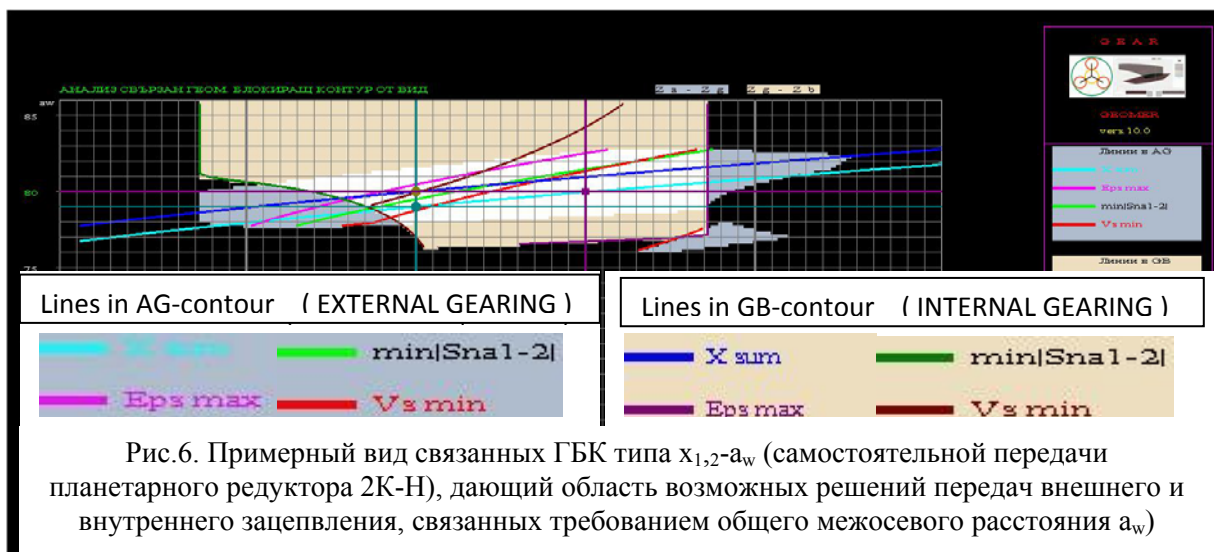
В [17] описан вариант алгоритма расчета кинематических характеристик зубчатого зацепления фамилий планетарных редукторов типов 2К-Н и 3К-Н. Примерная выборка решений показана в табл.2. Видно, что алгоритм дает возможность генерирования большого числа вариантов и обеспечивает довольно полный ряд желанных передаточных чисел (табл.2). Подобным образом решается и вопрос о числе зубьев 3-тнего, 5-того зубчатых колес (рис.1, часть I), которые можно задавать отдельно. Использование программы PLANET подтвердило функциональность подобной стратегии. На основе генерирования огромного числа вариантов разработана кинематика трех типоразмеров одно-, двух- и трехступенчатых фамилии двупоточных ДРП. Программа использована и при конструировании трех типоразмеров трехпоточных фамилий двигатель-редукторов [17].

6. Повышение степени унификации при фамилии планетарных передач путем выбора подходящего числа зубьев и коэффициентов смещения зубчатых колес

Требования унификации важны и при несерийном производстве, так как, думая о будущих планах, необоснованное число зубьев зубчатого венца, может серьезно помешать модернизированию изделий путем введения малых изменений, не касающихся дорогостоящих элементов. В связи с этим проведено исследование одной из самых применяемых планетарных передач – редукторов типа 2К-Н, с целью выяснить влияние варьирования с числом зубьев венцов (z_b) на генерированный ряд передаточных чисел. Эта схема редукторов отличается хорошими показателями передаваемой мощности и К.П.Д. Поэтому кроме в самостоятельного редуктора она используется и в качестве ступени более сложных конструкций. В рассматриваемом примере синтез отдельных вариантов сделан с учетом всех характерных ограничений. В табл.1 дано обобщение результатов при $n = 2, 3, 4$ сателлитов и допустимых отклонений действительного передаточного числа от

соответствующего самого близкого стандартного значения в границах $\pm 3\%$. Эти варианты являются неравнозначными и предлагают разные кинематические возможности. Особого внимания заслуживают решения при $z_b = 98, 103, 115, 118$ и 119 зубьев. Самыми перспективными можно считать зубчатые венцы с $z_b = 96$ и $z_b = 108$ зубьев. При других числах зубьев абсолютное значение отклонений передаточных чисел $|\Delta u_i|$ больше заданной и картина меняется чувствительно. Это показывает, что место самых подходящих сочетаний имеет случайный характер, их многовариантное проектирование. Параметры первой, нескольких промежуточных и последней передачи, которые формируют фамилии одноступенчатых планетарных редукторов при $z_b = 108$ зубьев, даны в табл.2. С целью ограничения объема проектных расчетов в качестве базового можно использовать ряд с тремя силовыми потоками. В то же время из-за близости параметров передач с теми при $n_w=2$ и $n_w=4$, полученные результаты для варьирования с коэффициентами смещения зубчатого венца (x_b), можно считать достоверным для всей фамилии. При этом достаточно создать ГБК четырех зубчатых передач внутреннего и ГБК связанных с ним четырех передач внешнего зацепления. Эти построения, оформляющие области возможных решений самостоятельных передач легко трансформировать (см. рис.5) в контуры связанных зубчатых зацеплений. Конечно, эти связанные контура можно использовать и для улучшения параметров зацеплений во многих конкретных случаях, без необходимости иметь „индивидуальные” программные системы.

7. Создание связанных ГБК внешнего и внутреннего зацепления прямым путем



Построение, показанное в центральной части рис.5 (см. Часть 1 этой работы), получено прямым путем и без рассмотренных выше технических переделок, показано еще раз на рис.6

вместе с дополнительными разъяснениями соответствующих численных значений содержащейся информации о возможностях изменения важных параметров передач, таких как коэффициент бокового перекрытия, о толщине зубьев по внешним диаметрам колес, о минимальных скоростях скольжения по рабочим профилям зубьев, о величине суммарных коэффициентов смещения исходного контура и т.д.

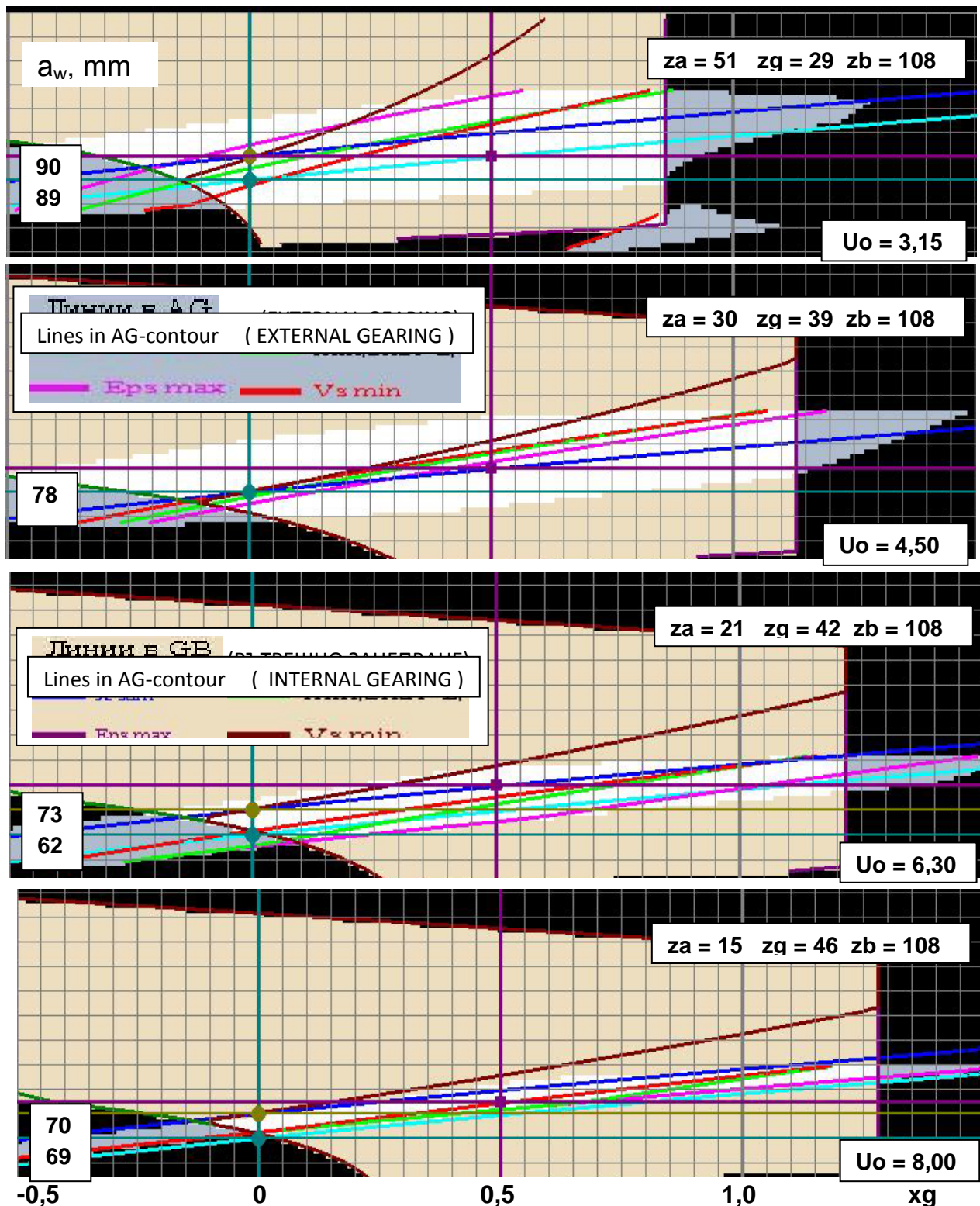


Рис.7. Связанные ГБК планетарных передач типа 2К-Н, фамилия (выборка, проекции $X_g - a_w$)

Так как здесь рассматривается только стратегия проектирования, подробности самой программной системы не обсуждаются. Можно только упомянуть, что использование системы упрощается с помощью богатого, конкретного и легко понятного сопровождающего диалога. Включены, например, и соответствующие необходимые контрольные данные, таких как основные параметры зубодолбячных колес. Аналогичным путем организовано введение информации о некоторых ограничениях в значения межосевых расстояний, в коэффициенты смещения исходного контура и т.д. На рис.7 в систематизированном виде показаны связанные С-ГБК планетарных передач типа 2К-Н – выборка из фамилий, полученная прямым путем с помощью новой программной системы. Здесь сателлитные колеса являются реальным связывающим элементом, работающим одновременно в зубчатых передачах внешнего и внутреннего зацепления. Рис.1 показывает связанные контуры – первый, последний и оба промежуточных из всех девяти членов фамилии, покрывающих весь диапазон – от $U_0 = 3,15$ до $U_0 = 8,00$ (см. Табл.3).

В первой части этой работы обращается внимание на то, что каждый элемент фамилии планетарных передач 2К-Н рассматривается как самостоятельное изделие, в котором сателлитное колесо „g“ связывает внешнее и внутреннее зацепление **реально**. Эта связь могла быть **единственной и определяющей** и при фамилиях планетарных редукторов, если представители определенного передаточного числа выпускаются в больших сериях. В обоих случаях производство зубчатого венца могло быть технико-экономически выгодным даже, если значения коэффициента смещения x_b не одинаковы. Тогда проекция связанных ГБК в варианте рис.7 является приемлемым и его использование для определения окончательных значений всех коэффициентов смещения зубчатых колес можно считать удачным. Когда нужно решение, при котором зубчатый венец с внутренними зубьями должен быть неизменным и общим для всех типовых представителей фамилии, необходимо рассматривать его и как условное связываемое колесо. Тогда коэффициент смещения исходного контура x_b должен быть одинаковым для всех планетарных передач. Интервал возможных значений коэффициента x_b в участке координатных осей, где налицо полное перекрытие проекции свободных зон (т.е. общее сечение!) всех внутренних зацеплений (см. рис.8, первая и последняя из девяти вторых проекций „связанных“ контуров фамилии: С-ГБК – ($x_b - a_w$)).

Таблица 4. Границы изменения X_b , фамилии 2К-Н

№	$Z_a - Z_g - Z_b$	$u_{ст}$	u_d	Δu	$x_{b \min}$	$x_{b \max}$
1	51-28-108	3,15	3,12	-1,03	-0,32	2,29
2	30-39-108	4,50	4,60	2,22	-0,45	2,35
3	21-43-108	6,30	6,14	-2,49	-0,42	3,08
4	15-46-108	8,00	8,20	2,50	-0,95	2,35

В обоих случаях (рис.8 и рис.9) дополнительным критерием сравнения являются данные из фамилий кривых, наложенных на контуры.

Как уже отметили, они выражают значения важных геометрических и кинематических показателей связанных передач. Анализ показанных на рис. 8 связанных ГБК планетарных зубчатых передач 2К-Н (фамилия) дает возможность определить границы, в которых можно менять коэффициенты смещения общего зубчатого венца (x_b) фамилии (табл.4). Это позволяет искать оптимальные значения коэффициента смещения венца фамилии с учетом уровня нескольких важных параметров качества зацепления. После выбора общего коэффициента зубчатого венца x_b , не трудно найти коэффициенты смещения всех остальных зубчатых колес (z_{ai} , z_{gi}), для каждого передаточного числа фамилии. Их можно определить по ГБК отдельных зубчатых зацеплений, использованных при построении всех связанных контуров. Фиксирование коэффициента x_b и соответствующих межосевых расстояний a_{wi} определяет однозначно коэффициенты смещения остальных зубчатых колес, а следовательно всей их геометрий. Поэтому, используя эти результаты, коэффициенты смещения остальных колес фамилии возможно определить и расчетным путем [18], [21]. Выбор коэффициента x_b таким образом, чтобы он попал в середине диапазона возможного варьирования, решает вполне вопрос о работоспособности передачи. Более хорошие результаты можно получить после проведения дополнительных расчетов, дающих силовые характеристики передач, например, с программами для создания силовых (СБК,[16]) и параметрических БК, [22], [23]).

Обобщение:

Результаты исследования и удачный опыт использования описанной стратегии показывают, что *синтез подходящей кинематики фамилий планетарных передач, связанных условно и с зубчатым венцом внутреннего зацепления, при использовании специализированной программной системы, создающей ГБК связанных передач прямым путем, требуют проведения проектных расчетов примерно в следующем порядке:*

- С системой PLANET генерируются числа зубьев венца z_{bi} для определенных чисел силовых потоков n и в границах максимально допустимых отклонений от заданного ряда формируются все кинематически возможные варианты общего передаточного числа;
- Результаты обобщаются и находится число зубьев венца z_b , обеспечивающее самый плотный и длинный ряд общих передаточных чисел u_o ;
- Уточняется число зубьев колес, участвующих в найденном ряде чисел u_o
- Подготавливаются исходные параметры для блокирующих контуров x_b - a_w всех связанных зубчатых колес фамилии. Для уменьшения объема работы, на начальном этапе

должны быть те передачи, которые участвуют в реализации наименьшего и наибольшего передаточного числа.

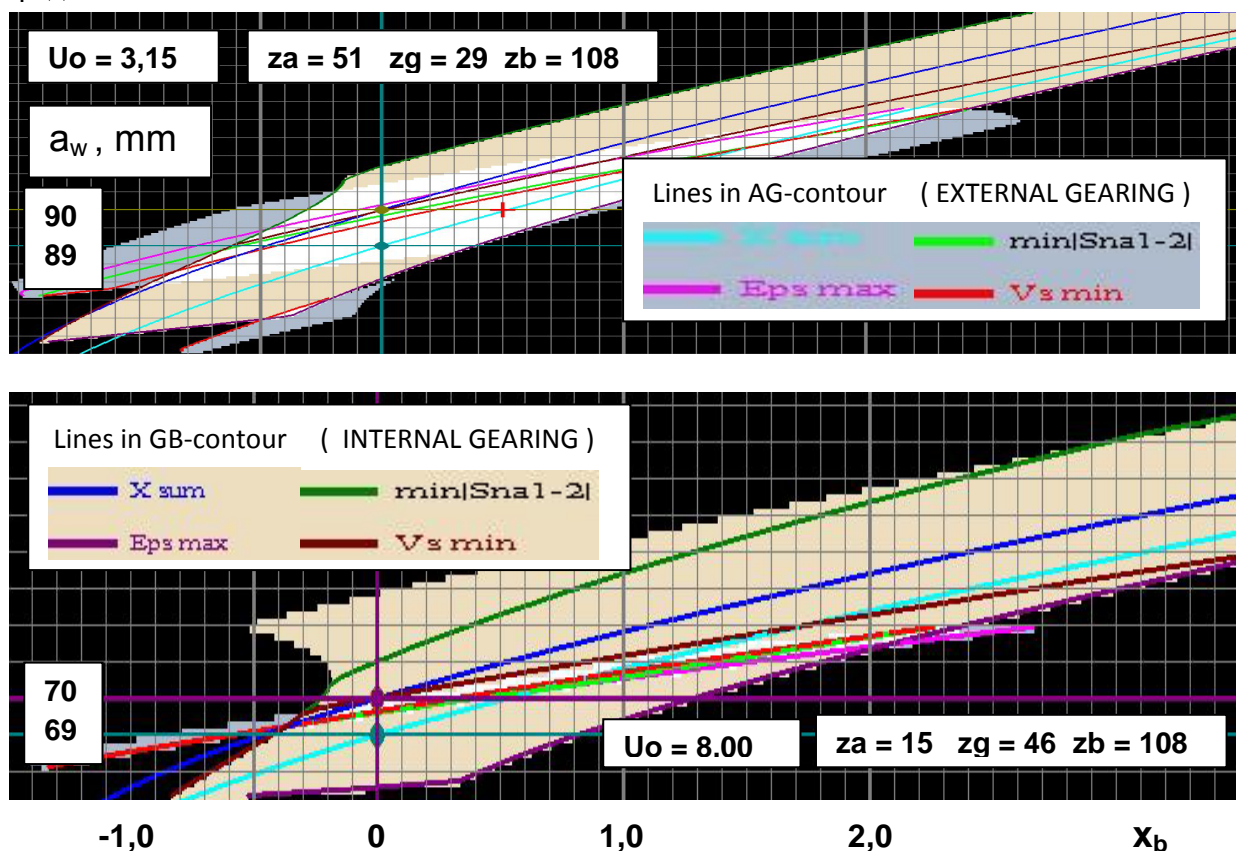


Рис.8. Связанные ГБК планетарных передач 2К-Н - фамилия (выборка. проекция $X_b - a_w$)

- Выбирается общий для всех передач внутреннего зацепления коэффициент смещения исходного контура венца x_b , с ориентацией на середину интервала взаимного перекрытия.
- Уточняются окончательно межосевые расстояния каждой передачи (следовательно и коэффициенты смещения x_g, x_a), учитывая при возможности дополнительные силовые и кинематические критерии.

Заклучение

Соблюдение описанного порядка разработки кинематики планетарных передач приводит к улучшению в значительной мере параметров каждой новоспроектированной фамилии редукторов, коробок скоростей и др., которые используют связанные зубчатые колеса. При этом ее практическая реализация сильно облегчается разработанным для этой цели набором программ для геометрических и прочностных расчетах (по разным методикам [19], [20], [24]) цилиндрических эвольвентных зубчатых передач.

Библиографические ссылки

1. *Алипиев О.А.* Теория на механизмите и машините (избрани глави). РУ, Русе, 2011
2. *Болотовский И.А., Безружков В.И., Васильева О.Ф. и др.* Справ. по геом. расчету эв. и черв.пер. М., М.,1986.
3. *Вулгаков Э.Б.* Теория эвольвентных зубчатых передач. М., Машиностроение, 1995
4. *Гавриленко В.А.* Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М., Машиностроение, 1969
5. *Гольдфарб В.И., Ткачев А.А.* Проект. эвольв. цил. передач. Новый подход. Ижевск, 2004
6. ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цил. эв. внешнего зацепления. Расчет геометрии. М., 1987
7. ГОСТ 19274-73 Передачи зубчатые цил. эв.внутреннего зацепления. Расчет геометрии. М., 1974
8. *Журкина Н.С., Мафтер В.И.* Построение блокирующего контура на ЭВМ с учетом особенностей геометрии зуборезного инструмента. Вестник машиностроения, 1989, №4
9. *Калоянов Б., Ненов П.* Използване на автоматизирано създавани ГБК при проектно-оптимизационни изчисления на планетни зъбни предавки. Сб. науч. тр. на ВТУ „А.Кънчев“, т.28, сер.9, 1986.
10. *Кудрявцев В.Н., Кидряшев Ю.Н.* Планетарные передачи, справочник. Машиностроение, Л.,77
11. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений . М., Наука, 1968
12. *Ненов П.* Параметрично оптимизиране на цилиндрични зъбни предавки. Техника, С.2002
13. *Ненов П., Тюфекчиян А., Калоянов Б., Ангелова Е.* Програмная система для геом. расчета эвольвентных зубчатых передач внешнего зацепления с ПК. Сб. науч.тр. РПТИ, Рига, 1988
14. *Ненов П., Попов Вл.* Визуализация эвольвентных цилиндр. зубчатых передач внешнего зацепления. Conf.Int. Transm. cu angrenage. “Teoria angrenajului, ”, Chisinau, Moldova,1992
15. *Khiralla T.W.* On the geometry of external involute spur gears. North Hollywood, California, 1976
16. *Ненов П., Ангелова Е.,Калоянов Б.* Проек. оптим. передач. Conf. “Proj.maszin wspomaganie komp., Zakopane, Gliwice, 1985“ Zeszyty naukowe polit. slaskej, Ser. МЕСН, z.82, Nr. Kol.845, p=67-75,1985.
17. Отчети по теми 400/11, 504/1,2,3 и 709 – НИС при РУ. Фамилия планетни редуктори с големи предавателни числа и Планетни двигател-редуктори. 1977-79.
18. *Ненов П.* Проблемы геометрического расчета эвольвентных цилиндрических зубчатых передач. Сб.Мет. материалы по вопросам преподавания ПМОКМ, с.38-48, Минск, Беларус, 1991.
19. *Henriot G.* Journes d’Etudes de l’engrenage – Methode simplifie propose pour la determination de la Capacite de charge a la rupture, 1979.
20. *Niemann G., Winter H., Hohn R.* Machinenelemente, Berlin, Springer, 2005.
21. *Nenov P., Kalojanov B.* Effekt einer optimierung von zahnradsetzen mit stinraden auf der basis sowjeticher festigkeitsberehnungen.Tag.mit Int.Beteiligung “Zahnradgetriebe”,Ref.,t.I, Dresden, 83.
22. *Nenov P.* Use of geom., load capacity and param. contours .. Int.cong., “Gear transm.-95, v.2, Sofia, 95
23. *Varbanov V., Kaloyanov B., Angelova E., Nenov P.* Automated building of complex parametrical models of external gear drives, Proc. of the Int. Conf. “Power transmissions 2006”, Novi Sad, 2006
24. *Winter H., Placzek T., Benkler K.* Проектирование с расчет зубчатых передач с помощью ЭВМ.

DESIGN OF OPTIMAL GEOMETRY, STRESS, STIFFNESS, VIBRATION AND TERMINOLOGY OF ASYMMETRICAL AND HCR GEARS FOR AIRCRAFT

A. S. Novikov, DSc in Engineering, Deputy director general,

"CIAM"-Central Institute of Aviation Motors, Moscow, vld@ciam.ru;

V. V. Golovanov, Head of a department, CIAM, Moscow, vvg@ciam.ru;

V. L. Dorofeyev, DSc in Engineering, Professor, CIAM, Moscow, vld@ciam.ru

D. V. Dorofeyev, PhD in Engineering, Ass. Prof.,

Moscow State Technological Institute, dl@list.ru,

Abstract: Main calculation principle of gear wheel geometry with asymmetrical teeth profile is proposed. Calculation of bending stresses by means of Y_{FS} coefficient which takes into account form of the teeth and stress concentration is shown. Graphic method of Y_{FS} coefficients calculation is given. Graphic method of stiffness calculation of the teeth with asymmetrical profile, and results of probe of vibrations are introduced.

Keywords: gears, asymmetrical teeth profile, bending stresses, stiffness, vibration

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ОПТИМАЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС С НЕСИММЕТРИЧНЫМ ПРОФИЛЕМ ЗУБЬЕВ, ТЕРМИНОЛОГИЯ, РАСЧЕТ НАПРЯЖЕНИЙ ИЗГИБА, ЖЕСТКОСТИ ЗУБЬЕВ И ВИБРОАКТИВНОСТИ

А. С. Новиков, доктор технических наук, Зам. Генерального директора,

"ЦИАМ"-Центральный институт авиационного моторостроения, vld@ciam.ru;

В. В. Голованов, начальник отдела, ЦИАМ, vvg@ciam.ru

В. Л. Дорофеев, доктор технических наук, профессор, ЦИАМ, vld@ciam.ru;

Д. В. Дорофеев, кандидат технических наук, доцент,

"МАТИ"- Московский Государственный технологический университет, dl@list.ru

Аннотация: Предложен принцип расчета геометрии зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев. Представлены графики для коэффициентов Y_{FS} , позволяющих определить изгибные напряжения на несимметричных зубьях. Коэффициент Y_{FS} учитывает форму зубьев и концентрацию напряжений. Представлены графики для определения жесткости зацепления с несимметричными зубьями и результаты исследования вибраций.

Ключевые слова: зубчатые колеса, несимметричные зубья, изгибные напряжения, жесткость зацепления зубьев

Introduction

Spur gears with asymmetrical teeth have appeared as a result of searching how to increase the teeth gears carrying capacity. Really contact and bending resistance of such teeth gears is rising, and it is very useful in some cases, for example for aircraft reducers and not only there. The theory of geometry calculation of these teeth gears more completely was developed by prof. Vulgakov E.B. [1]. F. L. Litvin, Q. Lian, A. L. Kapelevich, [2], A.S. Novikov, A.G. Paikin, V.L. Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L.Kapelevich, [3], Arnaudov K., Dorofeev D. [4-7], O.Alipiyev [8] and other scientists have developed various design techniques for asymmetric gears.

Advantages of asymmetrical gears

1. Bending stresses are diminished by 14-28 %
2. Contact stresses are diminished by 18 %
3. The basic standards: ISO 6336 [9] or national standards DIN 3990 [10], GOST 21354 [11], BDS [12] with small number of additions are applicable to transmission with asymmetrical gears
4. Gears with asymmetrical teeth can be made on available machine tools.

1. Terminology

The further presentation demands to specify terminology. Important: by engineering of teeth gears with asymmetrical teeth it is necessary to use double terminology

1.1. Terminology which is used at designing

α_n -Basic Side - Defines the width of teeth on a Pitch circle, operating.

α_{nN} - Adjacent Side - Defines the width of teeth at top

The edge of a basic rack profile of the base side is assigned. The edge of a basic rack profile of the adjacent side is calculations on the width of teeth on a circle of tops.

1.2. Terminology which is used at manufacture

Flat Side - Means the side with higher angle of basic rack

Abrupt or Bluff Side - Means the side with smaller angle of basic rack

2. Key rule of asymmetrical teeth designing

On operating part of teeth there is point D , which is constant at variation of initial contour angle

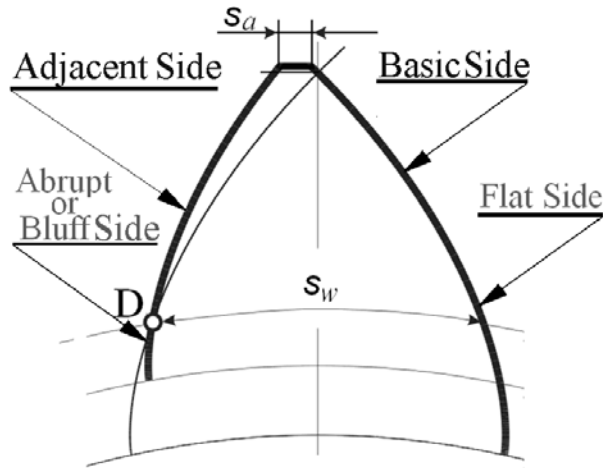


Fig. 1. Terminology which is used at designing and manufacture

2. Selection of optimal geometry

Calculation of factor Y_{FS} of teeth for various edges basic and the adjacent sides are executed. The data is presented in the table 1.

Table 1.

Results of calculation of factor Y_{FS}

α_{nN}/α_n	Basic Side							
	$h_a^* = 1.0 ; c^* = 0.25 r_F^* = 0.2$							
Adjacent Side	15°	20°	25°	30°	33°	35°	40°	45°
10°	4.3	4.12	3.91	3.68	3.6	3.52	3.4	3.54
15°	4.1	3.93	3.74	3.54	3.47	3.4	3.4	3.71
20°	3.96	3.78	3.6	3.45	3.29	3.37	3.5	
25°	3.8	3.65	3.49	3.4	3.42	3.44		
30°	3.7	3.55	3.45	3.44	3.51	3.57		
33°	3.65	3.48	3.51	3.56	3.62			
35°	3.6	3.54	3.56	3.64				
40°	3.7	3.76	3.7					



Minimum value to the table $Y_{FS}=3.29$ at $\alpha_n=33^\circ$ and $\alpha_{nN}=20^\circ$. If $\alpha_n=20^\circ$ and $\alpha_{nN}=33^\circ$ that $Y_{FS}=3.48$. It also at $\alpha_n=20^\circ$ a minimum value. Results angle $\alpha_n=33^\circ$ and $\alpha_{nN}=20^\circ$ - it is optimum geometry of asymmetrical teeth.

3. The factor considering a teeth form and a stress concentration at a root fillet of teeth Y_{FS}

Factor calculation Y_{FS} can be executed a finite element method. But more exact and fast way is specially designed method of complex integral equations [13], [14].

Diagrams for definition of factor Y_{FS} for four basic racks are displayed on fig. 4-fig. 7

Calculation of factor Y_{FS} for separate basic racks is executed under following conditions

For the gears executed with a basic rack $\alpha_n=33^\circ$ and $\alpha_{nN}=20^\circ$.

Force is affixed to a tip. On figures it is meant by symbols $Fr=Ra$.

The handling method is a generating method by a hob without a protuberance.

The teeth thickness is diminished by magnitude ds , equal to half of the backlash accepted equal 0.1 mm.

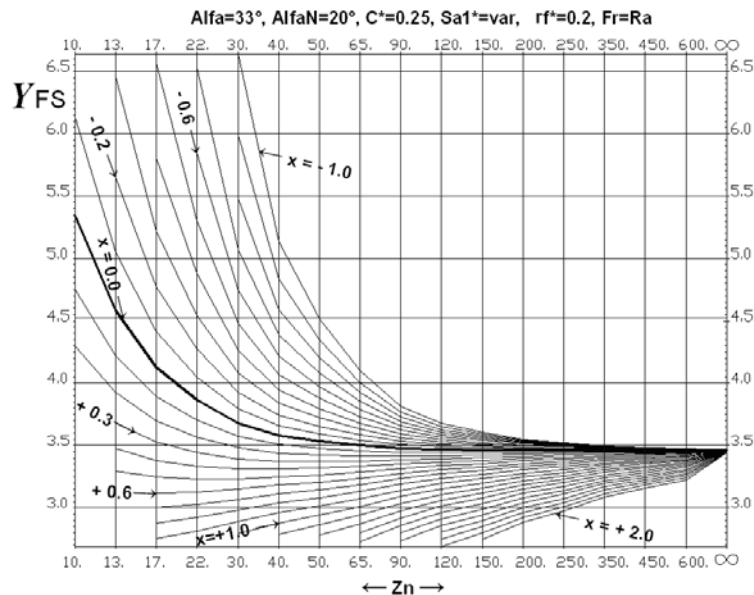


Fig. 2. Form factor of asymmetrical teeth with the parameters corresponding to a table

4. Specific stiffness c'

Factor calculation c' also is executed by a method of complex integral equations, at application of force on circle $Rv=z/2 + 1$. On fig. 3 it is meant by symbols $Fr = Rv$. The method of calculation of stiffness is described in the article [14]. Calculations were executed for contact stresses $\sigma_H=1000N/mm^2$, with the subsequent recalculation at specific stiffness which has dimension $N/mm/\mu m$.

Presented on fig. 3 result are received for the gears having the form of a disk. Calculations are executed taking into account a backlash.

Diagrams for definition of factor c' for three basic racks are given on fig. 3.

Factors c' are described for a gear ratio $u=1$. If $u \neq 1$ the factor c' is defined under the formula

$$c' = 2 \frac{c'(z_1, x_1) \cdot c'(z_2, x_2)}{c'(z_1, x_1) + c'(z_2, x_2)}$$

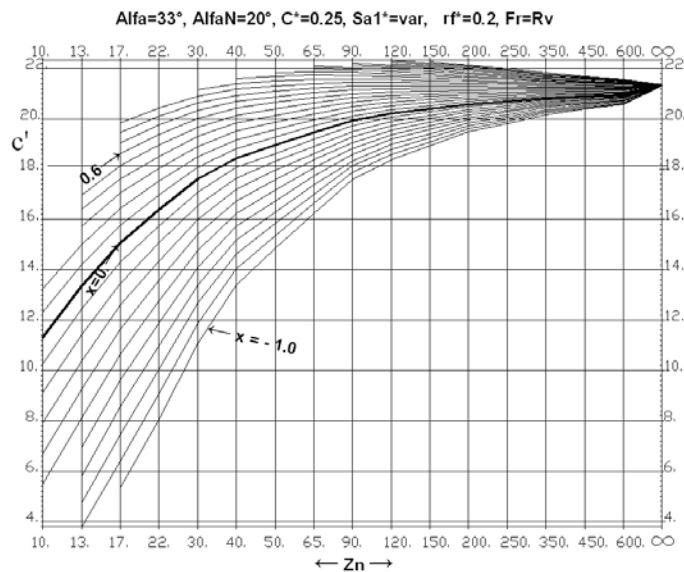


Fig. 3. Factor c' of asymmetrical teeth with the parameters corresponding to a optimal contour table

5. Example of calculation of a gear with asymmetrical teeth

Table 2. Basic gear geometry parameters

Gear		Drive	Coast
Number of Gears		49	51
Center Distance, мм		201	
Operating Modul, mm		3.899	
Basic Rack Profile, deg	Drive Flat Flank	33	
	Coast Bluff Flank	20	
Radius of Rack Profile, mm	Drive Flat Flank	0.4 (module)	
	Coast Bluff Flank	0.2 (module)	
Drive Flank Operating Contact Ratio		1.2	
RPM (Drive)		7500	
Output Torque, Nm (Coast)		2030	

Calculations of asymmetrical gears are executed by means of the program AEROFLANK. Profile Errors are equal to zero.

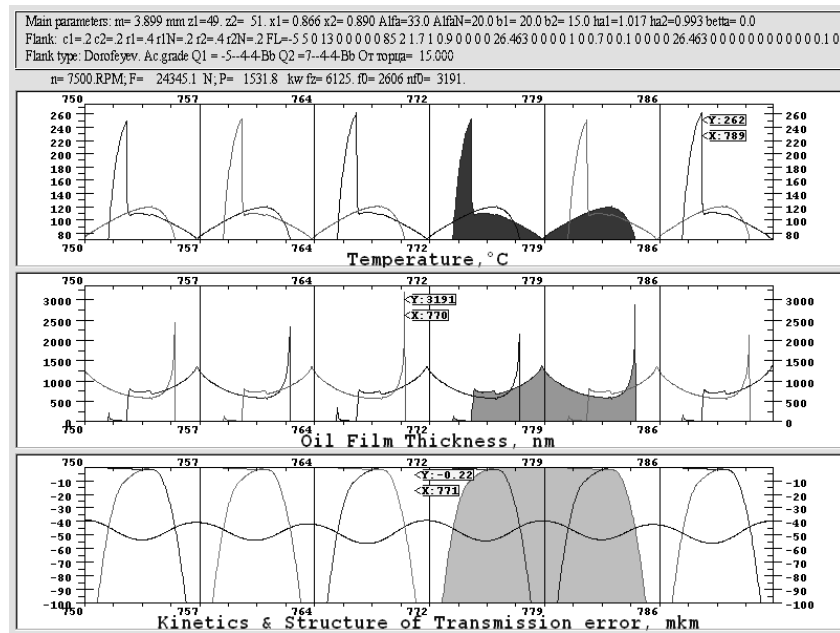


Fig. 6. Asymmetrical gears

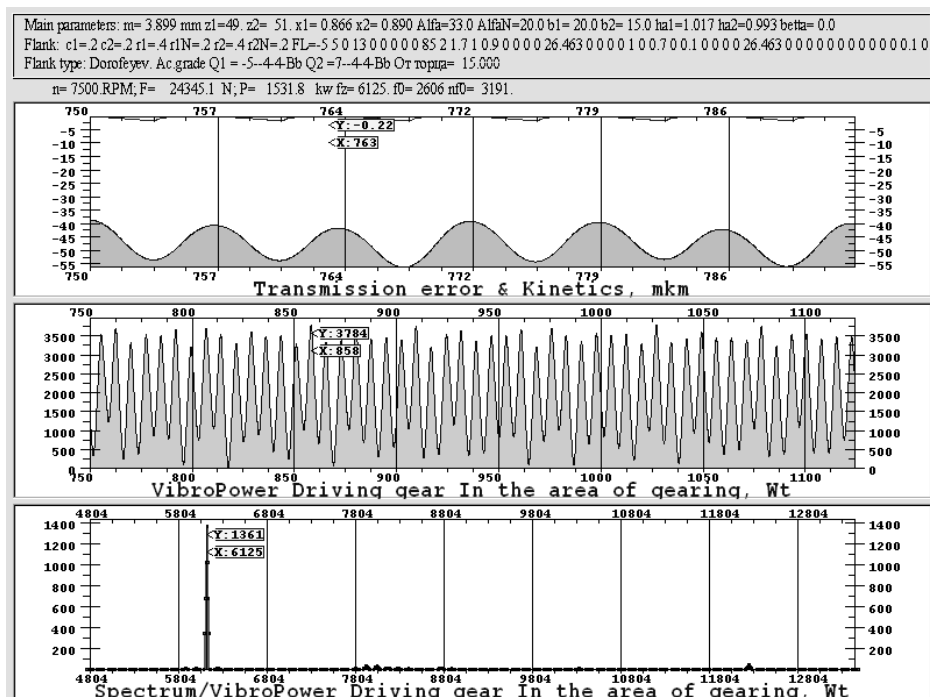


Fig. 7. Asymmetrical gears

6. Example of calculation of a gear with HCR teeth

Gear with HCR teeth have Operating Contact Ratio >2 . Advantages of HCR gears: low vibration, low Bending Stress. Limitation: low oil film thickness, manufacture from heat-resisting steels of type VCS-10.

Table2- Basic gear HCR geometry parameters

Gear		Drive	Coast
Number of Gears		49	51
Center Distance, мм		201	
Operating Modul, mm		3.899	
Basic Rack Profile, deg	Drive Flat Flank	18	
	Coast Bluff Flank	18	
Radius of Rack Profile, mm	Drive Flat Flank	0.35 (module)	
	Coast Bluff Flank	0.2 (module)	
Drive Flank Operating Contact Ratio		2.05	
RPM (Drive)		7500	
Output Torque, Nm (Coast)		2030	

Calculations of HCR gears are executed by means of the program AEROFLANK. Profile Errors are equal to zero.

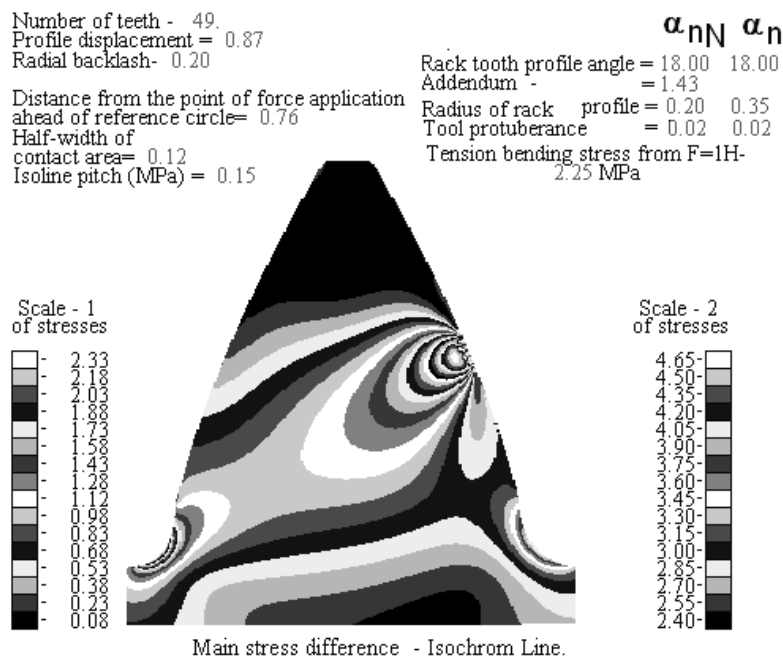


Fig. 8. HCR gears

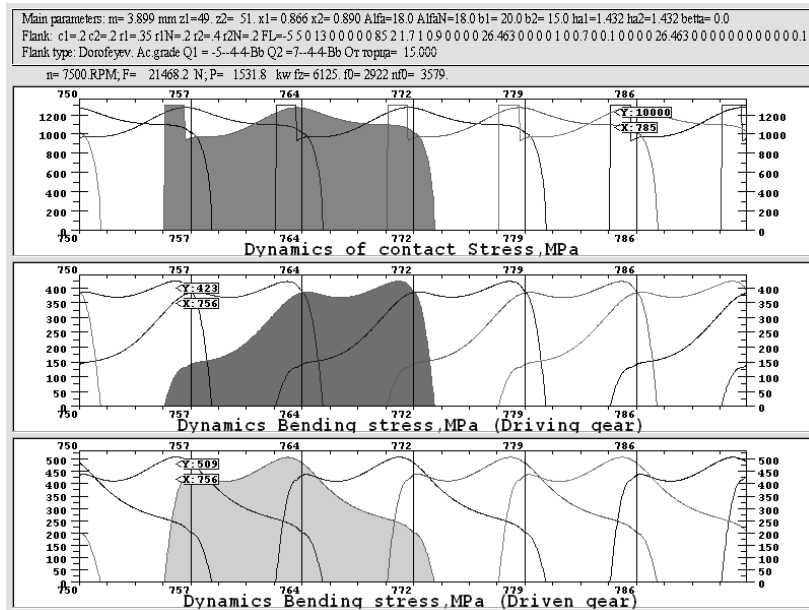


Fig. 9. HCR gears

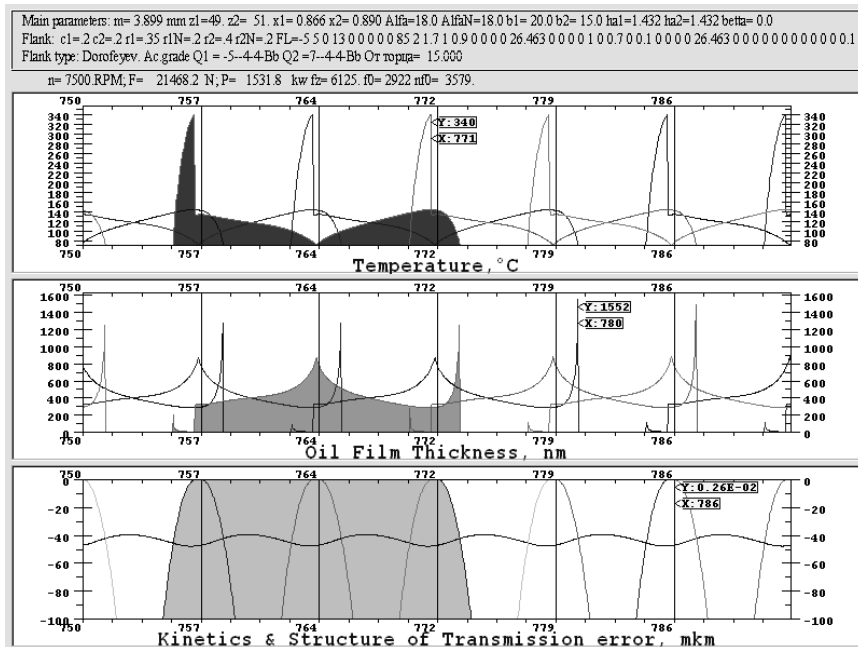


Fig. 10. HCR gears

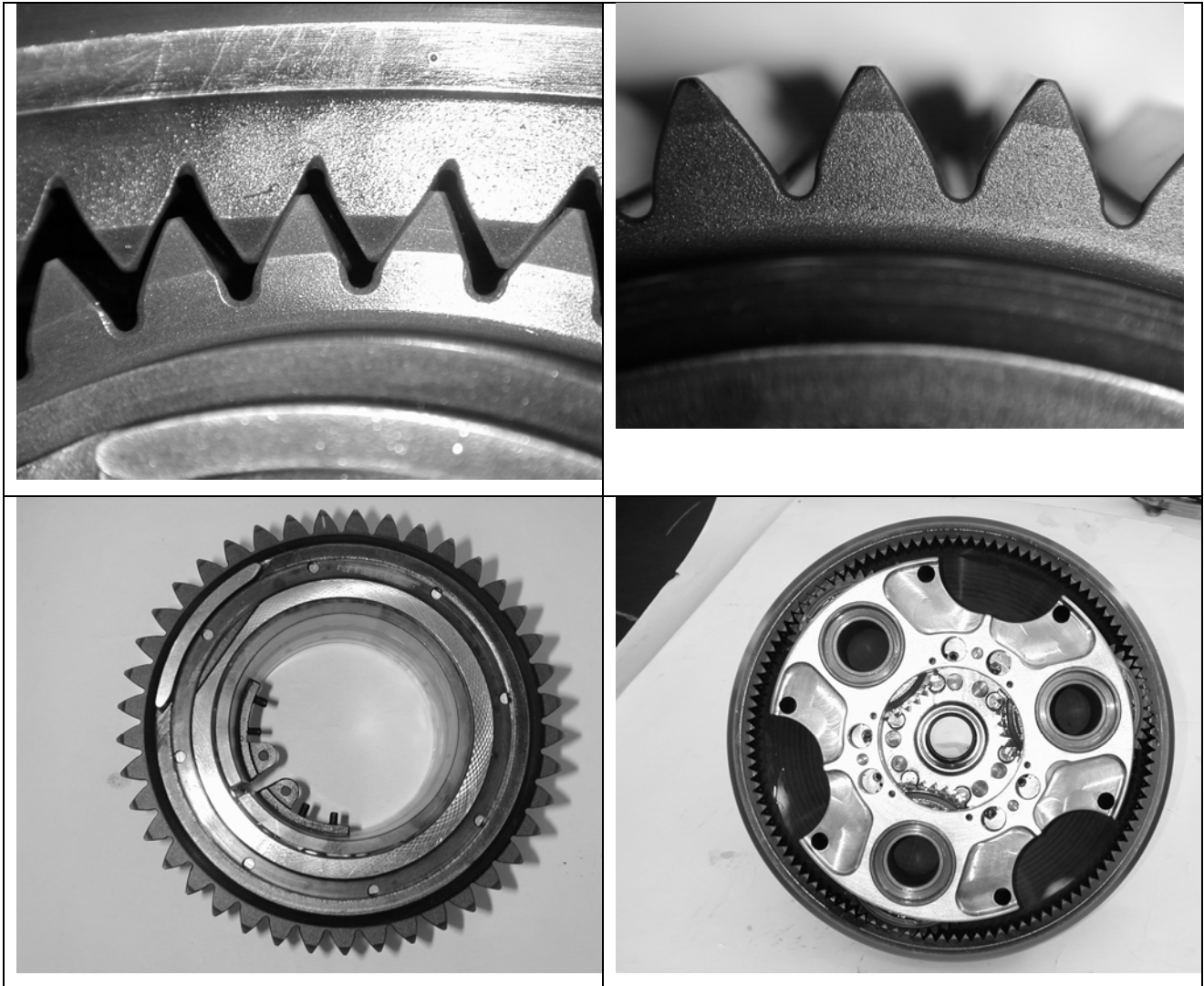


Fig. 12. Asymmetrical gears - some of the TV7-117S turboprop engine gearbox components and assemblies

Summary

Design approach for the asymmetric and HCR gear design, demonstrating the basic gear teeth and mesh parameter definition. Application of the asymmetric gears in the TV7-117S, TV3-117VMA-SBM1, NK-93 turboprop engine gearbox resulted in extremely low weight to output torque ratio, about 50% lower in comparison with the gearboxes of its predecessors AI-20 and AI-24 turboprop engines. It also significantly reduced noise and vibration level, cut down duration and expense of operational development.

The new design and technological approaches that have found their realization in the TV7-117S, TV3-117VMA-SBM1, NK-93 engine gearbox were recommended for the development of gear boxes for advanced aviation engines.

References:

1. *Vulgakov E.B.*: Theory of involute gears, Moscow, 1995, Mashinostroenie- 320 Pages.

2. *F. L. Litvin, Q. Lian, A. L. Kapelevich*, Asymmetric modified gear drives: reduction of noise, localization of contact, simulation of meshing and stress analysis, *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 188 (2000), 363-390.
3. *A.S. Novikov, A.G. Paikin, V.L. Dorofeyev, V.M. Ananiev, A.L.Kapelevich*, Application of Gears with Asymmetric Teeth in Turboprop Engine Gearbox, *Gear Technology*, January/February 2008, 60 - 65. January/February 2008, 60 - 65.
4. *Dorofeev V., Arnaudov K., Dorofeev D.* Increase of Strength of Toothed Gearings with Help the Gears with Asymmetric Teeth/Eight International Congress "Machines, Technolgies, Materials" , 19 - 21 September 2011, s.83-87.
5. *Dorofeev V., Arnaudov K., Dorofeev D.* Appointment of parametres of an initial contour of gearing wheels with asymmetrical teeth // The bulletin of national technical university "HPI". The collection of proceedings. Thematic release, "Problems of a mechanical drive". Kharkov: NTU "HPI". - 2011, №29. –стр. 53-60.
6. *Vulgakov E.B., Dorofeev V.L.* Computer designing of involute gearings in generalising parametres//Conversion in engineering industry, 2002, 148-154с.
7. *Dorofeev V.L.* Direct synthesis of the aviation Involute gearings, Moscow, 1995, 22 Pages.
8. *Alipiev O. L.*, Asymmetric Involute-Lantern Meshing Formed by Identical Spur Gears with a Small Number of Teeth, International Conference on Gears, Garching near Munich, Germany, October 4-6, 2010, 925-940.
9. *ISO 6336*, Calculation of load capacity of spur and helical gears, International Standardization Organization, 2006
10. *DIN 3990*: Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Teil 1 bis 5, Beuth Verlag, Dezember 1987.
11. *GOST 21354-87*, Cylindrical involute gears of external gearing. Strength calculation, Russia Standardization Organization, 1987
12. *BDS 17108-89*, Cylindrical involute gears of external gearing. Strength calculation, Sofia. Sofia. Committee on quality, 1990.
13. *Dorofeev V. L.*, Problems of internal gear pair design and methods of their solution, International Conference on Gears, Garching near Munich, Germany, October 4-6, 2010, 1443-1446.
14. *Dorofeyev V. L.* A principle of analytical separation of elastic transitions on contact and bending and its application for calculation of teeth gearings / International Conference "Power Transmissions'03 ", Bulgaria, 2003.

LOAD DISTRIBUTION OVER THE ELEMENTS OF THE PLANETARY TRANSMISSION WITH THE ROLLER MECHANISM FOR TORQUE ABSORPTION FROM THE SATELLITES

*A. V. Ovsyannikov, PhD in Engineering, Glazov Institute of Engineering and Economics -
Branch of Kalashnikov Izhevsk State Technical University, ovsv1@yandex.ru*

Abstract: Regular dependences of load distribution among the rollers and over the roller length in the planetary transmission determined on the base of the solution of compatibility equations of motion in mating elements of the mechanism for torque absorption from the satellites are presented. The estimate of the roller stress-strain state using finite elements analysis is realized.

Key words: planetary transmission, internal engagement, load distribution, interface, deformation

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗОК В ЭЛЕМЕНТАХ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ С РОЛИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТОВ

*A. В. Овсянников, кандидат технических наук, Глазовский инженерно-экономический
институт (филиал) Ижевского государственного технического университета
имени М. Т. Калашникова, ovsv1@yandex.ru*

Аннотация: Приведены закономерности распределения нагрузок между роликами и по длине ролика планетарной передачи, установленные на основе решения уравнений совместности перемещений сопрягаемых элементов механизма снятия движения с сателлитов. Осуществлена оценка напряженно-деформированного состояния ролика при помощи конечно-элементного анализа.

Ключевые слова: планетарная передача, внутреннее зацепление, распределение нагрузок, зона контакта, деформация

Введение

Планетарные передачи с внутренним зацеплением колёс и небольшой разницей чисел их зубьев выгодно отличаются от других типов планетарных передач простотой конструкции и высокой нагрузочной способностью при большом передаточном отношении в одной ступени [1]. Однако необходимость использования механизма снятия движения с сателлитов несколько сдерживает их распространение. Это связано с тем, что простой по конструкции цепочный механизм снятия движения резко снижает КПД передачи, а кривошипный – усложняет конструкцию и нетехнологичен.

Наиболее простой и эффективной среди передач такого типа является передача с роликовым механизмом восприятия момента [2], в которой движение от сателлитов к тихоходному валу передается через ролики, располагаемые в отверстиях сателлитов, и жестко связанные с тихоходным валом диски (щеки) (рис. 1). Диаметры указанных отверстий больше диаметров роликов на величину межосевого расстояния. В процессе работы планетарной передачи ролики перекатываются по поверхностям отверстий сателлитов и дисков, что благоприятно влияет на КПД и прочность механизма.

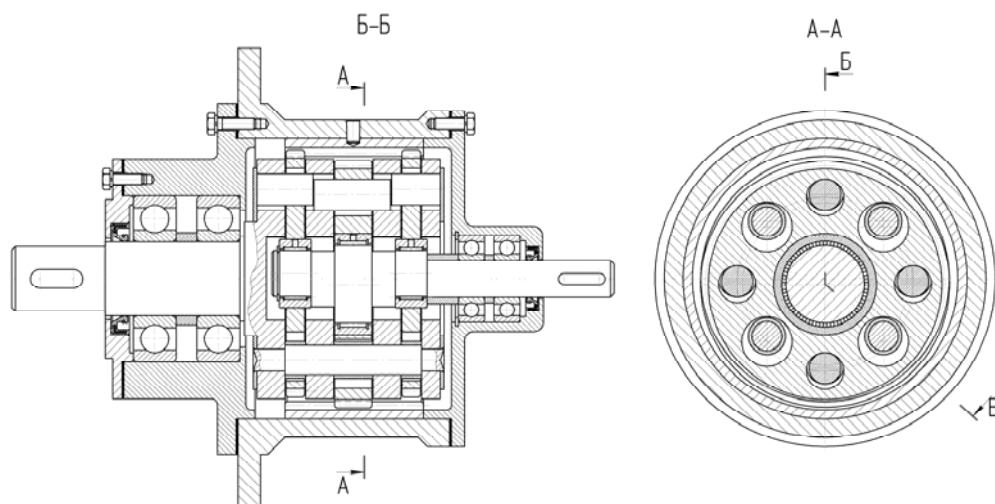


Рис. 1. Конструкция планетарной передачи с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов

1. Распределение нагрузок между роликами планетарной передачи

В процессе работы передачи нагрузку воспринимает половина роликов, вторая половина работает на холостом ходу. Причем силы P_j , действующие на сателлит и на диски со стороны роликов, не одинаковы. Для определения указанных сил запишем уравнения связи их с перемещениями, вызванными деформацией сопрягаемых тел:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= IC\delta R \sin \varphi, \\ P_j &= IC\delta R \sin[\varphi + \tau(j-1)], \\ P_{n/2} &= IC\delta R \sin[\varphi + \tau(0,5n-1)], \\ \sum_{j=1}^{n/2} P_j R \sin[\varphi + \tau(j-1)] &= T, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

где n – число роликов; τ – угловой шаг отверстий сателлита при равномерном их распределении по окружности радиуса R ($\tau = 2\pi/n$); δ – элементарный угол поворота сателлита, обусловленный суммарной деформацией сопрягаемых тел; T – передаваемый одним сателлитом момент; φ – фаза взаимного положения элементов передачи ($0 \leq \varphi \leq \tau$); R – радиус окружно-

сти центров отверстий сателлита; $l = b$ – половина рабочей длины ролика в зоне контакта с сателлитом, равная длине ролика в зоне контакта с диском; C – удельная контактная жесткость сопряжения ролик-сателлит или ролик-диск (при $b/d \leq 1$ $C = E/4$ [3], E – модуль упругости первого рода).

Решение системы уравнений (1) имеет следующий вид:

$$P_j = \frac{T \sin[\varphi + \tau(j-1)]}{R \sum_{j=1}^{n/2} \sin^2[\varphi + \tau(j-1)]} . \quad (2)$$

На рис. 2 приведены кривые зависимости (2) при $n=6$, $P_j^* = P_j R / T$.

Из графиков следует, что при $n=6$ и $\varphi = 0$ наиболее нагруженным является сопряжение второго ролика с поверхностью сателлита. При изменении фазы взаимного положения элементов планетарного механизма на угол φ , равный угловому шагу отверстий τ , максимум нагрузки переходит к первому ролику и поочередно к другим роликам механизма.

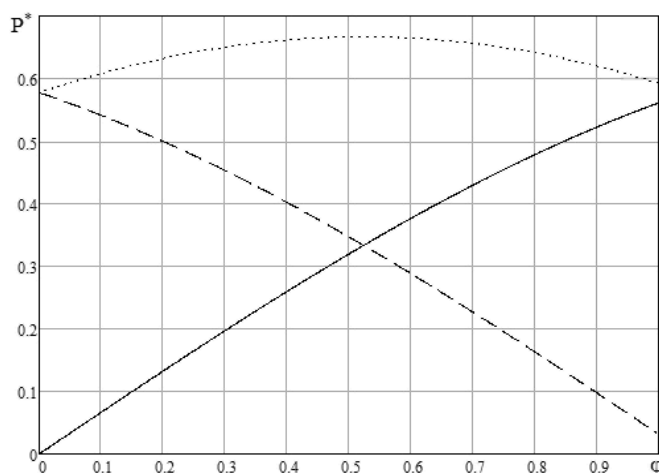


Рис. 2. Зависимость относительных сил в зонах сопряжения роликов и сателлита от фазы взаимного положения элементов передачи при $n=6$:

———— - P_1^* ; - P_2^* ; - - - - - P_3^*

2. Распределение нагрузок по длине ролика планетарной передачи

Деформация ролика под действием изгибающего момента и поперечной силы приводит к неравномерному распределению нагрузки в сопряжениях элементов механизма (рис. 3).

В зоне контакта ролика с сателлитом распределенная нагрузка $\omega(x) = [y(x) + \delta]C$, где $\delta = const$; $y(x)$ – перемещение оси на участке l .

Тогда уравнение упругой линии ролика на указанном участке примет вид

$$y''(x)C = \omega''(x) = C \frac{M(x)}{JE} + KC \frac{\omega(x)}{FG} . \quad (3)$$

Здесь $M(x) = M_0 - \int_0^x \omega(v)(x-v)dv$; $K = 1,11$; G – модуль упругости второго рода; F и J –

площадь и осевой момент инерции сечения оси; M_0 – момент изгиба ролика в среднем его сечении (при $x = 0$).

В соответствии с этим из уравнения (3) следует

$$\omega''''(x) - \frac{KC}{FG} \omega''(x) + \frac{C}{JE} \omega(x) = 0. \quad (4)$$

Решение уравнения (4) с учетом симметрии кривой распределения нагрузки на участке длиной $2l$ (см. рис. 3)

$$\omega(\bar{x}) = C_1 \text{sh}(\alpha \bar{x}) \sin(\gamma \bar{x}) + C_2 \text{ch}(\alpha \bar{x}) \cos(\gamma \bar{x}), \quad (5)$$

где C_1 и C_2 – постоянные интегрирования; $\bar{x} = x/l$; $\alpha = l \sqrt[4]{\frac{C}{JE}} \cos(0,5 \arccos \frac{K \sqrt{JEC}}{2GF})$;

$$\gamma = l \sqrt[4]{\frac{C}{JE}} \sin(0,5 \arccos \frac{K \sqrt{JEC}}{2GF}).$$

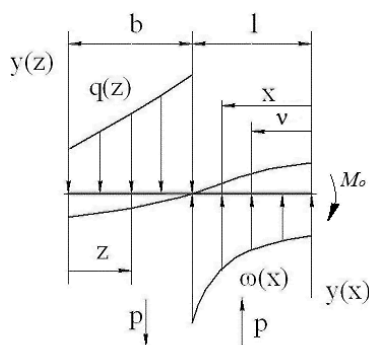


Рис. 3. Схема нагруженно-деформированного состояния ролика

Аналогично, в зоне контакта ролика с диском погонная нагрузка $q(z) = [y(z) + \Delta]C$ ($\Delta = const$; $y(z)$ – перемещение оси на участке b) и

$$y''(z)C = q''(z) = \frac{KC}{FG} q(z). \quad (6)$$

Последнее уравнение записано без учета изгибающего момента, так как на этом участке относительная длина $\bar{b} = b/d$ мала, и изгиб оси обусловлен действием поперечной силы.

Решение уравнения (6) имеет вид

$$q(\bar{z}) = C_3 \text{sh}(\beta \bar{z}) + C_4 \text{ch}(\beta \bar{z}), \quad (7)$$

где C_3 и C_4 – постоянные интегрирования; $\bar{z} = z/b$; $\beta = b \sqrt[4]{\frac{KC}{FG}}$.

На рис. 4 представлены графики зависимостей (5) и (7), построенные при $\omega=q=1$ для различных значений $\bar{l} = l/d$ и $\bar{b} = \bar{l}$.

Из выполненных расчетов и графиков следует, что отношение суммарной длины ролика к его диаметру не должно превышать трех; иначе имеет место большой коэффициент неравномерности распределения нагрузки, и возможен преждевременный износ сопрягаемых тел.

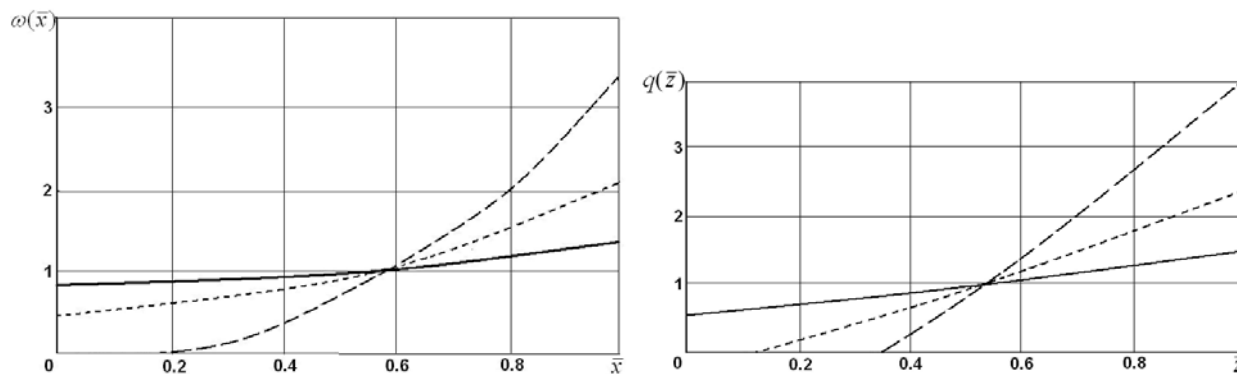


Рис. 4. Распределение нагрузок по длине ролика в зонах контакта с сателлитом и диском:
————— $\bar{l} = 0,7$; - - - - - $\bar{l} = 1$; - · - · - $\bar{l} = 1,5$

3. Оценка напряженно-деформированного состояния ролика

Для оценки прочности сопряжений ролик-сателлит и ролик-диск и проверки выведенных закономерностей распределения нагрузки по длине ролика проведем конечно-элементный анализ при помощи программы Solid Works с приложением Cosmos Works. Для этого требуется создание трехмерной модели, определение схемы нагружения ролика, расчет модели методом конечных элементов, создание эпюр напряжений и деформаций (рис. 5, 6).

Эпюры построены при соотношениях $\frac{P_1}{P_2} = 2$ и $\frac{L}{d} = 2,6$ (материал ролика – качественная углеродистая сталь), где d – диаметр ролика; $L = 32$ мм – общая его длина; $P_1 = 2000$ Н – нагрузка на ролик со стороны сателлита (длина площадки контакта $l_1 = \frac{L}{2}$, ее ширина $b_H = 0,8$ мм); P_2 – нагрузка в зонах контакта ролик-диск (длина площадки контакта $l_2 = \frac{L}{4}$, ее ширина $b_H = 0,8$ мм).

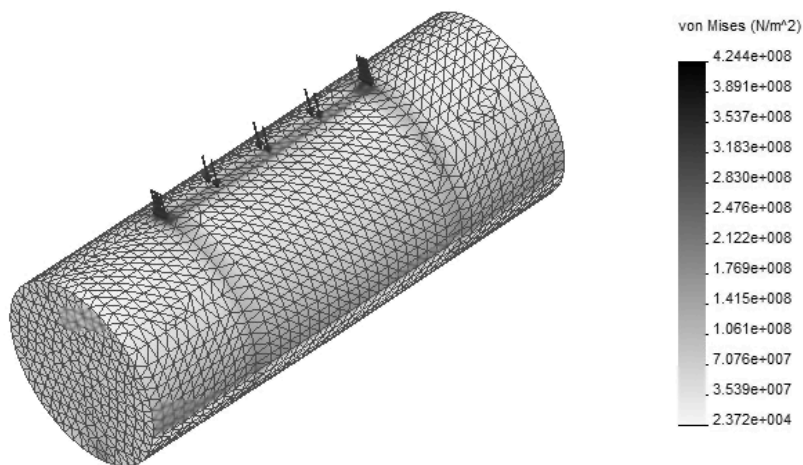


Рис. 5. Напряженное состояние ролика (зона контакта с сателлитом)

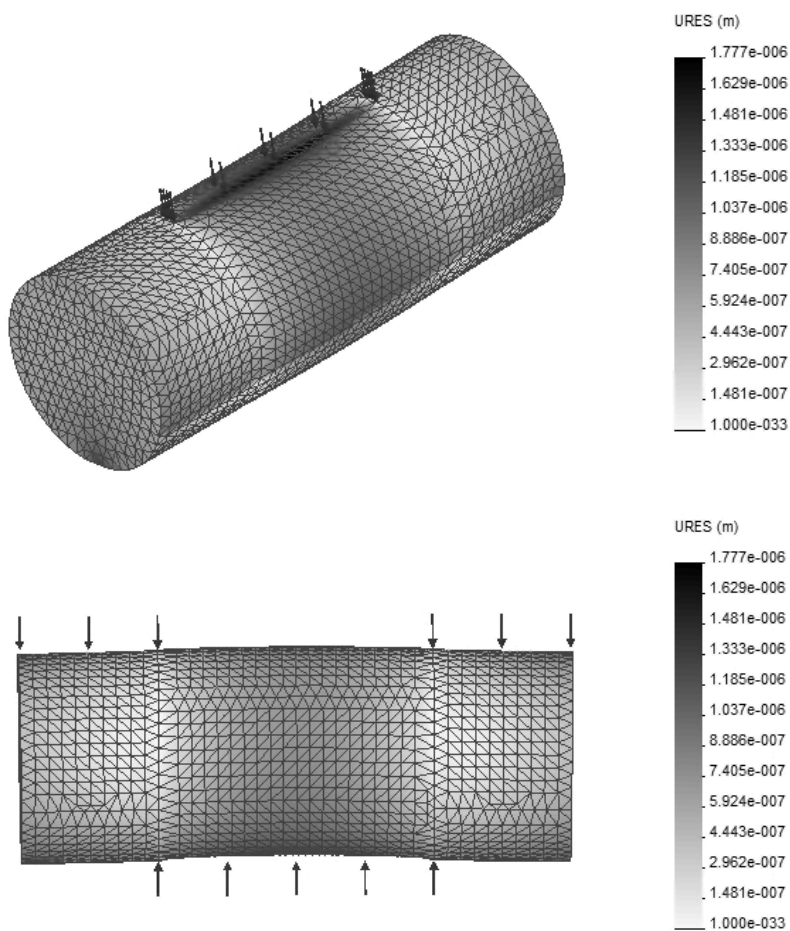


Рис. 6. Деформированное состояние ролика

Анализ эпюр показал, что закономерности распределения нагрузок и напряжений в зонах контакта роликов с сателлитом и дисками соответствуют аналитическим зависимостям. Полученные при помощи метода конечных элементов и при расчете по формулам значения напряжений отличаются незначительно (расхождение составляет 10÷15%).

Заключение

Установленные закономерности распределения нагрузок между роликами механизма снятия движения и по длине ролика следует учитывать при расчете на прочность элементов планетарной передачи. Оценка напряженно-деформированного состояния ролика методом конечных элементов свидетельствует о достоверности полученных аналитических зависимостей.

Библиографические ссылки

1. *Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г.* Планетарные передачи. Справочник.- Л.: Машиностроение, 1977.- 563 с.
2. Пат. на изобретение 2460917 РФ, МПК F16Н 1/32. Планетарная передача / Плеханов Ф.И., Овсянников А.В. – № 2010150216/11, заявлено 07.12.2010. – Опубл. 10.09.2012. - Бюл. № 25.
3. *Плеханов Ф.И., Овсянников А.В., Казаков И.А.* Экспериментальное исследование деформативности элементов планетарных передач // Научно-технические и социально-экономические проблемы регионального развития: Материалы научной конференции.- Глазов, 2010.- №7. - С. 76-78.

PARAMETERS OF GENERATING CONTOUR OF LARGE-MODULE GEARWHEELS

P. A. Parkhomchik, Belarusian Autoworks, Zhodino, Belarus, office@belaz.minsk.by;

*V. E. Antonyuk, DSc in Engineering, The Joint Institute of Mechanical Engineering NAS of Belarus,
Minsk, Belarus, bats@ncpmm.bas-net.by*

Abstract: In order to increase the loading ability of large-module gearwheels, it is offered to use the special initial contour providing manufacture of a tooth hollow with complex achievement of all geometrical parameters of the tooth hollow profile: positions of the bottom point of an active profile, diameter of the tooth hollow and the calculated allowance. The information on possibility of applying the modern gear hobbing machine tools with CNC for hobbing cogwheels the module of 10 mm with application of a special initial contour under the subsequent gear grinding is resulted.

Keywords: cogwheels, manufacturing, loading ability, tooth hollow, initial contour

ПАРАМЕТРЫ ПРОИЗВОДЯЩЕГО КОНТУРА КРУПНОМОДУЛЬНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

*П. А. Пархомчик, ОАО "Белорусский автомобильный завод", Жодино, Беларусь,
office@belaz.minsk.by;*

*В. Е. Антонюк, доктор технических наук, Объединенный институт машиностроения НАН
Беларуси, Минск, Беларусь, bats@ncpmm.bas-net.by*

Аннотация: Предлагается для повышения нагрузочной способности крупномодульных зубчатых колес использовать специальный исходный контур, обеспечивающий изготовление впадины зуба с комплексным достижением всех геометрических параметров профиля впадины зуба: положения нижней точки активного профиля, диаметра впадины зубьев и расчетного припуска. Приведена информация о возможности использования современных зубофрезерных станков с ЧПУ для зубофрезерования зубчатых колес модулем 10 мм с применением специального исходного контура под последующее зубошлифование.

Ключевые слова: крупномодульные зубчатые колеса, производство, нагрузочная способность, впадина зуба, исходный контур

Введение

Исходный контур по ГОСТ 13755-81 [1] позволяет использовать различные варианты профиля впадины зуба, однако для повышения нагрузочной способности крупномодульных зубчатых колес необходимо более точно задавать и обеспечивать при изготовлении форму и

положение впадины зуба. В предлагаемом исходном контуре применяется радиус кривизны переходной кривой от активной поверхности зуба к впадине не менее 0,4 модуля, используется профиль зуба с поднутрением без шлифования впадины зуба и устанавливаются требования к величине уступа при переходе от шлифованной поверхности зуба к впадине.

Установлено, что при обеспечении плавного перехода от шлифованной поверхности зуба к нешлифованной впадине достигается до 50% повышения изгибной усталостной прочности зуба [2]. На рис.1 представлен профиль впадины зуба для крупномодульных зубчатых колес, для обеспечения которого необходимо использовать профиль зуба с поднутрением без шлифования впадины зуба, обеспечить величину уступа при переходе от шлифованной поверхности зуба к впадине и обеспечить радиусную форму впадины зуба.

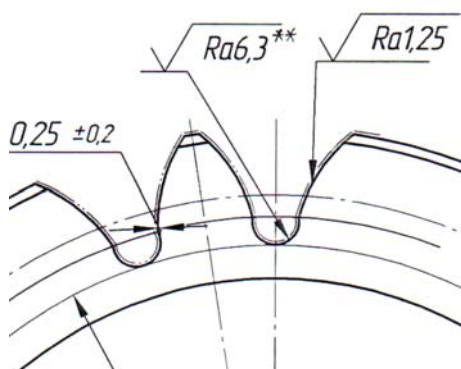


Рис.1. Профиль впадины зуба крупномодульных зубчатых колес
повышенной нагрузочной способности

Для выполнения этих требований необходимо проектировать специальные профили зуба и рассчитывать величины припусков. Необходимым условием проектирования режущего инструмента в этом случае является обеспечение положения граничной точки на профиле зуба колеса ниже нижней точки активного профиля. Положение нижней точки определяется из геометрического расчета параметров зацепления сопряженных колес, при этом следует учитывать следующие условия:

- выполненный расчет d_p и ρ_p может быть использован только для конкретной зубчатой передачи из сопряженных колес;

- при использовании в зубчатой передаче нескольких сопряженных колес для каждого зацепления должен выполняться отдельный расчет по определению d_p и ρ_p , и на основе этих расчетов принимается решение о дальнейшем проектировании режущего и мерительного инструментов.

По ГОСТ 13755-81 допускается проглубление зубьев до величин, соответствующих коэффициенту ножки зуба $h_f^* = 1,4$. Однако на практике часто оказывается, что даже при реализации допускаемого проглубления невозможно выполнить необходимый радиус закругления впадины зуба из-за недостаточного геометрического пространства для размещения протуберанца с заданными параметрами.

В результате использования стандартной инструментальной рейки возможны случаи, когда радиусы кривизны переходной кривой у основания зубьев могут оказаться меньше величин, установленных стандартом на исходный контур и чертежами зубчатых колес. В расчетах зубчатых передач на прочность в качестве исходных данных принимаются, как правило, стандартные радиусы кривизны переходной кривой, в то время как реальные уменьшенные радиусы приводят к значительному снижению нагрузочной способности зубчатых колес.

Отмеченных выше недостатков удастся избежать или уменьшить их влияние при применении специального исходного контура зубчатых колес с гарантированным поднутрением ножки зуба и впадиной, закругленной наибольшим радиусом, как это показано на рис.2.

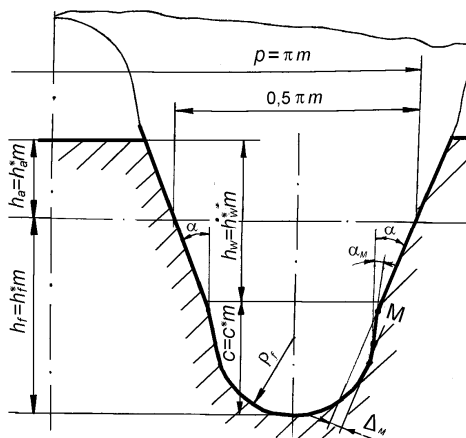


Рис.2. Специальный исходный контур зубчатого колеса с поднутрением ножки зуба и полнопрофильным закруглением впадины

Специальный исходный контур имеет преимущества:

- гарантированно обеспечивается полная обработка активного профиля в нижней части зуба;
- снижается возможность интерференции профилей;
- обеспечивается заданный радиус кривизны переходной кривой зубьев колеса;
- обеспечивается улучшенная шероховатость переходных поверхностей;
- отсутствуют уступы на поверхностях переходных кривых;

- в прочностных расчетах зубчатых передач принимаются действительные радиусы кривизны переходной кривой и коэффициенты ножки зубьев.

Параметры исходного контура можно непосредственно переносить на контур производящей рейки для окончательной обработки зубчатых колес, предварительно проверив достаточность места под протуберанец рейки в зацеплении с конкретным колесом при обработке методом обката.

Проектирование производящей рейки с полнопрофильным закруглением головки зуба геометрически не отличается от проектирования известных в практике червячных фрез с протуберанцем под последующую чистовую обработку. Разница состоит в обязательном размещении на протуберанце наибольшего радиуса закругления, что возможно при закруглении головки зуба рейки единым радиусом (рис.3).

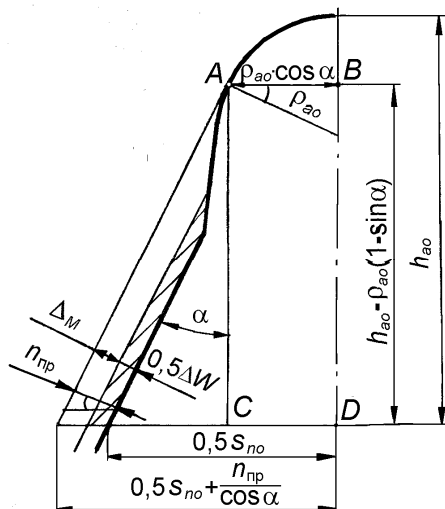


Рис.3. Профиль зуба производящей рейки

Геометрические зависимости между параметрами рейки можно изменять для создания цилиндрических зубчатых передач с модифицированным профилем зуба [4,5] или с повышенной контактной прочностью [6].

Предложенные параметры специальной производящей рейки с полнопрофильным закруглением головки зуба и протуберанцем были использованы при расчете червячных фрез под зубошлифование крупномодульных зубчатых колес модулем 10 мм тяговых передач железнодорожного транспорта и зубчатых колес планетарных передач модулем 10...12 мм карьерных самосвалов Белорусского автомобильного завода.

На рис.4 представлен расчетный профиль зуба под последующее зубошлифование зубчатого колеса модулем 10 без шлифования впадины. Как видно из этого рисунка, расчетный припуск под последующее зубошлифование составляет 0,215 мм, обеспечивается диаметр впадин зубчатого венца 204,599 мм после зубошлифования, нижняя точка шлифованной поверхности зуба будет находиться на диаметре 219,828 мм.

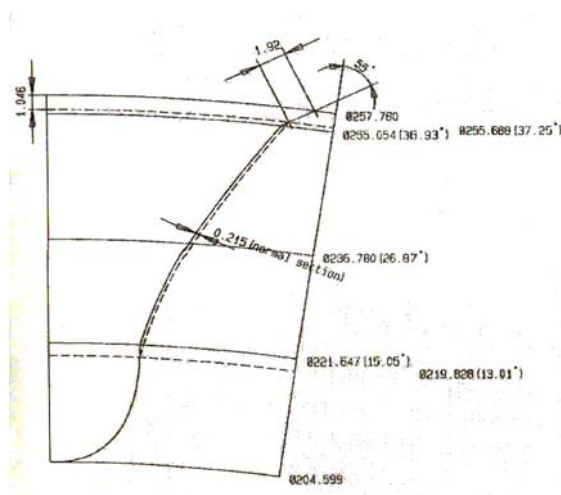


Рис. 4. Профиль зуба под зубошлифование без шлифования впадины

Для зубофрезерования приведенного на рис.4 профиля зуба под последующее зубошлифование были спроектированы однозаходные червячные фрезы класса точности В, материал фрез - порошковая быстрорежущая сталь РМ4, покрытие фрез - Al2P1ys.

Зубофрезерование опытных зубчатых колес выполнялось на зубофрезерных станках с ЧПУ OFA 75 и OFA 100. В таблице приведены принятые режимы резания при нарезании опытных зубчатых колес и достигнутые результаты по точности нарезания.

Табл.1. Режимы и достигнутая точность при зубофрезеровании опытных зубчатых колес

Параметры детали		Твердость заготовки НВ	1-ый проход		2-ой проход		Время машинное зубофрезерования, мин	Итоговая точность по ГОСТ 1643-81
модуль	число зубьев		V, м/мин	S, мм/об	V, м/мин	S, мм/об		
10	23	350	33	2,5	46	1,8	38	6-8-7
10	88	394	23	2,6	29	2,5	225	6-8-8

Заклучение

1. Предложен специальный исходный контур для крупномодульных зубчатых колес модулем свыше 10 мм с гарантированным поднутрением ножки зуба и полнопрофильным закруглением впадины.

2. Спроектированы и опробованы специальные червячные фрезы с протуберанцем, обеспечивающее комплексное выполнение всех геометрических параметров полнопрофильного закругления впадины зуба: положения нижней точки активного профиля, диаметра впадины зубьев, расчетного припуска и радиуса закругления впадины.

Библиографические ссылки

1. Основные нормы взаимозаменяемости. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Исходный контур. ГОСТ 13755-81. – Введ. 01.07.1981. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2001. – 8 с.

2. *Кораблев А.И.* Повышение несущей способности и долговечности зубчатых передач / А.И.Кораблев, Д.Н. Решетов. – Машиностроение. – М. 1968. -288 с.

3. Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения: ГОСТ 16530-83. – Введ. 01.01.1984. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белорус. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2008. – 50 с.

4. *Басс Н.А.* Профилирование червячных фрез с использованием ЭЦВМ / Н.А. Басс. – Минск: Наука и техника, 1974. –142 с.

5. *Кривошея А.В.* Особенности прямого и обратного формообразования эвольвентных цилиндрических зубчатых передач с модифицированным профилем у вершины зуба / А.В.Кривошея, В.Е.Мельник, Ю.М.Данильченко [и др.] // Вісник Національного Технічного університету «ХПІ». Збірник наукових праць / Харків НТУ «ХПІ». – Харків, 2012. – № 36. – С. 80–88.

6. *Бабичев Д.Т.* Основы синтеза профилей зубьев цилиндрических передач, обладающих повышенной контактной прочностью / Д.Т.Бабичев, М.Г.Сторчак, Д.А. Бабичев // Вісник Національного Технічного університету «ХПІ» Збірник наукових праць. / Харків НТУ «ХПІ». – 2012. – № 36. – С.10–19.

ARCHED TOOTHED CYLINDRICAL GEARS MANUFACTURE ON CNC LATHES AND EXPERIENCE OF THEIR INCULCATION

*A. N. Parshin, PhD in Engineering, Ryazan Institute(Branch) of Federal State Budgetary Educational
Institutional of Higher Professional Education «Moscow State Open University
named after V.S. Chernomyrdin», anpnpoht@mail.ru*

Abstract: Circular – arc – toothed cylindrical gears are known to world science for a long time. In this article such gears are considered. While making working surfaces of the arched teeth the profiling points of the cutting tools are situated in the plane of the engagement of lathe, and a workpiece of the gear is rotating consistently. It provides the generation motion of the cutter head with the reference to the base cylinder. This method provides high productivity and accuracy of the machining of the hardened circular – arc – toothed cylindrical gears. Cylindrical gears produced with this method of machining have increased load ability, self aligning effect, low noise level and high reliability.

Keywords: circular – arc – toothed cylindrical gears, cutting head

ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ КОЛЕС С АРОЧНЫМИ ЗУБЬЯМИ РЕЗЦОВЫМИ ГОЛОВКАМИ НА СТАНКАХ С ЧПУ И ОПЫТ ИХ ВНЕДРЕНИЯ

*А. Н. Паршин, к.т.н., заведующий кафедрой «Информационные технологии» Рязанского
института (филиала) ФГБОУ ВПО «Московский государственный открытый университет
имени В.С. Черномырдина», anpnpoht@mail.ru*

Аннотация: В данной статье рассматриваются цилиндрические колеса с арочными зубьями, которые в сечении перпендикулярном оси вращения колеса имеют эвольвентный профиль зубьев, а следы от пересечения основного цилиндра с арочными зубьями представляю собой дуги окружностей одинакового радиуса, расположенных на развертке основного цилиндра. При обработке рабочих поверхностей арочных зубьев профилирующие точки резцов находятся в плоскости станочного зацепления, а заготовка зубчатого колеса согласованно вращается, обеспечивая резцовой головке движение обката относительно основного цилиндра. Этот способ обеспечивает высокую производительность и точность обработки закаленных цилиндрических колес с арочными зубьями. Полученные предложенным способом обработки цилиндрические колеса с арочными зубьями обладают повышенной нагрузочной способностью, эффектом самоустановки, низким уровнем шума и высокой надежностью.

Ключевые слова: цилиндрические колеса с арочными зубьями, резцовая головка

Введение

Цилиндрические колеса с арочными зубьями давно известны мировой науке. Ряд вопросов, характеризующих арочное зацепление и методы его изготовления, отражены в работах А.И. Беляева, М.Н. Бобкова, М.Р. Варшавского, М.И. Евстигнеева, А.А. Кравчука, А.А. Маликова, Р.А. Мацея, Э.В. Ротманова, В.Н. Севрюка, А.К. Сидоренко, А.И. Сирицына, В.Н. Сызранцева, Н.А. Шахбазова, Г.М. Шейнина, А.В. Юрченко, А.С. Ямникова, и других. Применение этих колес вместо прямозубых, косозубых и шевронных зубчатых колес наружного зацепления является эффективным направлением повышения нагрузочной способности и долговечности, улучшения плавности работы и снижения уровня шума зубчатых передач.

Исходя из опыта работы отечественных и зарубежных автомобильных предприятий (ЗИЛ, ГАЗ, ВАЗ, АЗЛК, «Форд», «Мерседес-Бенц», «Фольксваген», «Шевроле») и локомотивостроительных заводов, перевод приводных конических прямозубых передач на передачи с криволинейными (круговыми) зубьями решил проблему повышения несущей способности и износостойкости передач при сохранении бесшумности и плавности хода. По данным фирмы «Глиссон» гипоидные и конические передачи с круговыми зубьями по основным характеристикам прочности, сопротивлению питтингу и задиру в 1,5 – 2 раза лучше подобных прямозубых передач.

Следовательно, аналогичный эффект можно ожидать при переходе к криволинейной продольной форме зубьев в цилиндрических колесах (Рис.1). Однако, до настоящего времени использование таких колес в машиностроении не наблюдалось. И это связано не с какими-то недостатками или ограничениями цилиндрических передач с криволинейными зубьями, а исключительно с отсутствием технологии, позволяющей изготавливать эти передачи с достаточной точностью при высокой производительности.

1. Геометрия цилиндрических колес с арочными зубьями и их преимущества

В данной статье рассматриваются цилиндрические колеса с арочными зубьями, которые в сечении перпендикулярном оси вращения колеса имеют эвольвентный профиль зубьев, а следы от пересечения основного цилиндра с арочными зубьями представляют собой дуги окружностей одинакового радиуса, расположенных на развертке основного цилиндра (Рис.1.). При этом мгновенные линии контакта между арочными зубьями располагаются в плоскости зацепления в пределах поля зацепления и представляют собой дуги окружностей с радиусом равным радиусу резцовой головки, с помощью которой изготавливаются цилиндрические колеса с арочными зубьями [1].



Рис. 1. Цилиндрические колеса с арочными зубьями

Цилиндрические колеса с арочными зубьями, как и косозубые, имеют увеличенный коэффициент перекрытия, и как шевронные, не передают на опоры осевую нагрузку. В то же время, благодаря арочной форме зубьев, зубья имеют наиболее высокую жесткость из всех возможных конструкций. Именно такие положительные качества обеспечивают арочным зубчатым передачам высокую долговечность и нагрузочную способность. Благодаря этому можно проектировать редукторы с уменьшенными массогабаритными характеристиками.

Если при модернизации редуктора необходимо вписать арочную передачу в определенное межосевое расстояние, то эта задача решается с помощью высотной и угловой коррекции арочных зубьев. При таком наборе коррекций угол наклона зубьев в торцовом сечении условной инструментальной рейки принимается отличным от 20-ти градусов, а модуль зубьев в сечении перпендикулярном оси вращения колеса становится дробной величиной.

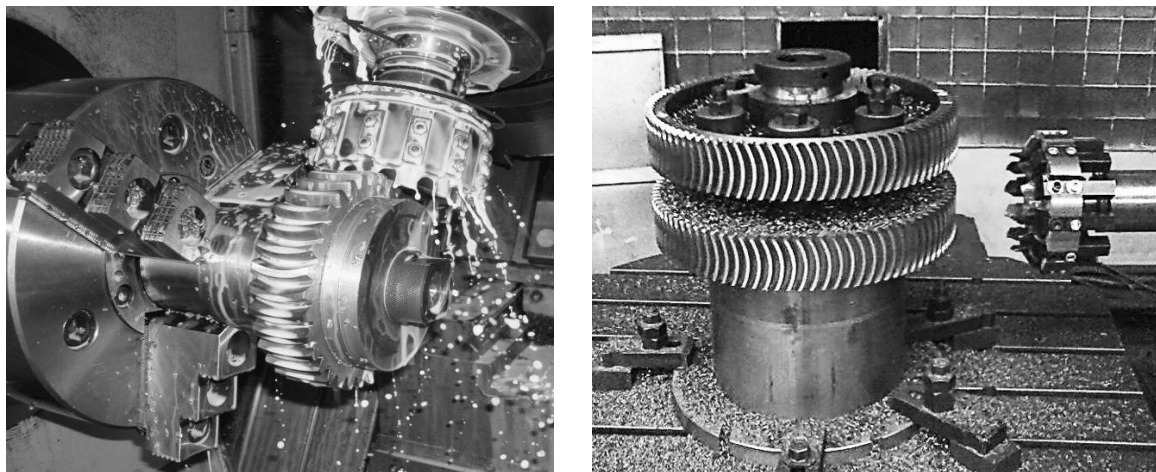
Еще одна задача, которая решается при синтезе арочных передач, – обеспечение равнопрочности зубьев благодаря тангенциальной коррекции арочных зубьев путем изменения толщин зубьев у колеса с меньшим числом зубьев в большую сторону, а у колеса с большим числом зубьев – в меньшую.

Из некоторых ограничений арочных цилиндрических зубчатых передач можно отметить только то, что при сборке невозможно реализовать арочное зацепление взаимным осевым перемещением одного колеса относительно другого. Это нужно учитывать как при конструировании новых узлов, включающих в свою конструкцию цилиндрические колеса с арочными зубьями, так и при разработке технологии сборки колес с арочными зубьями.

2. Метод изготовления цилиндрических колес с арочными зубьями и его преимущества

Рабочую эвольвентную поверхность выпуклых и вогнутых арочных зубьев получают резцовыми головками, профилирующие точки резцов которых расположены на одинаковом радиусе [2-6]. При обработке рабочих поверхностей арочных зубьев профилирующие точки

резцов находятся в плоскости станочного зацепления, а заготовка зубчатого колеса согласованно вращается, обеспечивая резцовой головке движение обката относительно основного цилиндра (Рис. 2.,а). Изготовление таким способом арочных колес реализовано на 4-х координатных станках с ЧПУ, на которых путем интерполяции по двум координатам можно реализовать движение обката заготовки и режущего инструмента.



а)

б)

Рис. 2. Изготовление цилиндрических колес с арочными зубьями а) резцовыми головками б)

Для цилиндрических колес с арочными зубьями, улучшенных до твердости HB300, операция зубонарезания состоит из трех отдельных технологических переходов, выполняемых различными резцовыми головками:

- предварительной прорезки впадины между всеми арочными зубьями колеса;
- нарезания эвольвентной части профиля вогнутой стороны зубьев и переходного криволинейного участка впадины;
- нарезания эвольвентной части профиля выпуклой стороны зубьев и переходного криволинейного участка впадины.

Для закаленных колес появляется дополнительная операция финишной обработки из двух переходов финишного нарезания эвольвентной части профиля арочных зубьев:

- вогнутой стороны зубьев;
- выпуклой стороны зубьев.

При изготовлении цилиндрических колес с арочными зубьями могут быть использованы фрезерные, расточные станки с ЧПУ и даже токарные обрабатывающие центры. Движение по поворотной и линейной координатам в режиме интерполяции обеспечивает получение эвольвентного профиля, предельно приближенного к теоретическому. Точность шагов зубьев обеспечивается точностью поворотной координаты станка.

Резцовые головки (Рис. 2., б) представляют собой диски с пазами, в которые устанавливаются и закрепляются винтами резцовые элементы, в качестве которых выступают токарные канавочные резцы [7]. Тонкая регулировка положения профилирующих точек достигается смещением резцов с помощью регулировочных винтов корпуса инструментальной головки. Точное расположение профилирующих точек резцов в радиальном направлении определяет шероховатость рабочей эвольвентной поверхности арочных зубьев.

Резцы оснащены быстросменными неперетачиваемыми пластинами с многослойными сверхтвердыми покрытиями. Это обеспечивает возможность выполнения зубонарезания на заготовках из легированных сталей, прошедших улучшение (закалку и отпуск). Накоплен достаточный опыт нарезания заготовок с твердостью HB270 с высокой производительностью. Закаленные зубья подвергаются аналогичному профилированию режущими пластинами твердого сплава, обладающими способностью твердого фрезерования.

Этот способ обеспечивает высокую точность обработки закаленных цилиндрических колес с арочными зубьями. Полученные предложенным способом обработки цилиндрические колеса с арочными зубьями обладают повышенной нагрузочной способностью, эффектом самоустановки, низким уровнем шума и высокой надежностью.

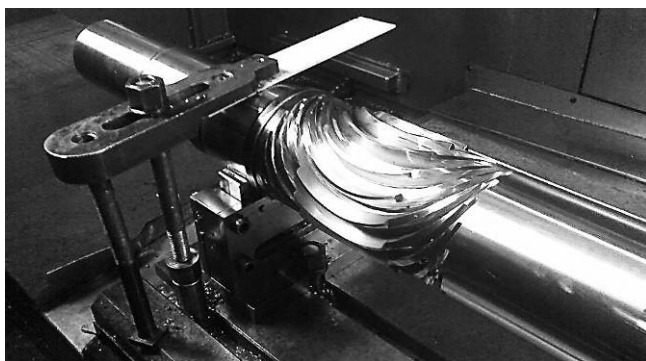


Рис.3. Вал-шестерня с арочными зубьями

По сравнению с традиционным зубонарезанием червячной фрезой предложенный способ имеет ряд преимуществ.

- Одним набором резцовых головок можно нарезать колеса с любым числом зубьев в широком диапазоне модулей, который ограничивается лишь высотой режущей части установленных резцов в резцовую головку.
- Точность обработки в минимальной степени зависит от точности режущего инструмента.
- Без изменения конструкции режущего инструмента, путем внесения минимальных изменений в программу обработки можно делать различные коррекции (высотную, угловую и тангенциальную) в профиль арочных зубьев, благодаря чему появляется возможность наре-

зять колеса с арочными зубьями с любым углом зацепления, с малыми числами зубьев без подреза ножки арочного зуба, обеспечивать равнопрочность арочных зубьев ведущего и ведомого колес передачи.

- В передачах без реверсирования вращения с целью повышения прочности зубьев можно нарезать рабочий и нерабочий эвольвентные профили арочных зубьев с различными углами зацепления.
- Предложенный способ изготовления цилиндрических колес с арочными зубьями позволяет нарезать вал-шестерни, у которых диаметры зубчатых венцов близки к диаметру вала (Рис. 3.).

На данный момент времени достигнута точность по 5 степени по ГОСТ 1643 и DIN 3962 и шероховатость поверхности зубьев от Ra 1 мкм и меньше.

3. Опыт внедрения цилиндрических колес с арочными зубьями

Предложенным способом нарезаны цилиндрические колеса с арочными зубьями с числом зубьев от 11 до 98, модулями от 3 до 8,6 мм, диаметрами от 38 до 800 мм, шириной зубчатых венцов от 20 до 200 мм резцовыми инструментальными головками диаметром от 95 до 380 мм для редукторов различного назначения массой от 40 кг до 2 т.

Первые две опытные передачи с числами зубьев 18 и 32, модулем 4 мм, были нарезаны на токарном обрабатывающем центре модели 17С40 Рязанского станкостроительного завода предложенным способом и были установлены в августе 2008 г. в высокоскоростных редукторах упаковочной машины листопрокатного цеха ОАО «Северсталь». После двухлетнего периода эксплуатации колеса были осмотрены комиссией завода «Северсталь», которая пришла к выводу, что передачи работают плавно и бесшумно, износ практически не заметен (Рис.4.,а)



а)



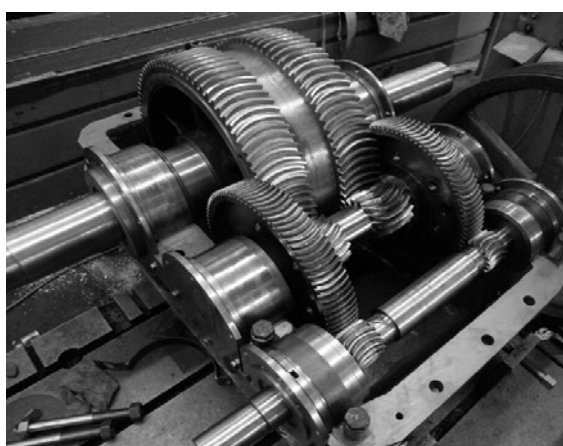
б)

Рис. 4. Изготовленные цилиндрические колеса с арочными зубьями для ОАО «Северсталь» для упаковочной машины а) и листопрямильной машины б)

В дальнейшем изготовление этих колес выполнялось на вертикально-фрезерном станке с ЧПУ в лабораторном корпусе Рязанского института (филиала) ФГБОУ ВПО «Московский государственный открытый университет имени В.С Черномырдина», где технология проходила отработку, в результате которой время нарезания колеса с 18 зубьями было доведено до 22-х минут, а с 32 зубьями до 43-х минут.

С помощью резцовых головок на оборудовании Рязанского станкозавода, а именно вертикально-фрезерном станке модели 5171Ф4, были изготовлены и поставлены цилиндрические колеса с арочными зубьями с модулем 8,333 мм, предназначенные для редуктора листопрямильной машины ОАО «Северсталь» (Рис.4.,б).

Также имеется опыт использования передач с числом зубьев от 15 до 93, углами зацепления от 15 до 19 градусов и модулями 5,505; 8,654 мм в модернизированном нефтяном станке-качалке. На рисунке 8 изображен редуктор нефтяной качалки, модернизированный путем замены колес Новикова на арочные. Редуктор имел общее передаточное отношение 1:35 через две зубчатые передачи 16:93 и 15:89. В редукторе всего 8 арочных зубчатых венцов, четыре из которых имеют модуль 5,505 мм, а четыре – 8,654 мм (Рис. 5., а). Высокое качество зубчатых колес по элементам плавности позволило получить собранный редуктор с малым уровнем шума. Были проведены испытания редуктора на стенде. Результаты показали, что шум редуктора на холостом вращении и шум с закрепленными кулисами, создающими существенную нагрузку, практически одинаков, 72 дБ. Также он одинаков на участках подъема кулис, когда редуктор нагружен, и на участке спуска, когда в зубчатых зацеплениях происходит переориентация и начинают работать противоположные профили зубьев.



а)



б)

Рис. 5. Модернизированный редуктор нефтяного станка-качалки а) и мотор-редуктор-
EURODRIVE KA77 DR390L4/TF б)

Для ОАО «Тяжпрессмаш» была проведена модернизация двух коробок передач специального агрегатного сверлильного станка, применяемого для изготовления нефтяных фильтров. При модернизации коробок была произведена замена прямозубого зацепления на арочное с уменьшением числа зубьев колес до 19, увеличением модуля зацепления до 4мм и угла зацепления до 26 градусов. После года эксплуатации коробок передач специального агрегатного сверлильного станка в трехсменном режиме был произведен плановый осмотр цилиндрических колес с арочными зубьями, который показал, что колеса находятся в идеальном состоянии. Модернизированные коробки передач по настоящее время эксплуатируются на ОАО «Тяжпрессмаш».

В 2012 г. был модернизирован мотор-редуктор SEW-EURODRIVE KA77 DR390L4/TF ООО «Завод ТЕХНО» корпорации «Технониколь» (Рис. 5.,б). С целью увеличения его срока службы были сделаны замены тихоходной косозубой передачи на арочную передачу с модулем 3,09 мм, с числами зубьев 11 и 57 и быстроходной прямозубой передачи на косозубую передачу с увеличенным модулем и уменьшенными числами зубьев колес в передаче [8]. Время чернового нарезания арочного зубчатого колеса с числом зубьев 57 составило 37 мин, а чистового после закалки – 32 мин. Модернизированный мотор-редуктор с 15 января 2013 г. успешно эксплуатируется в автоматизированной линии по получению минеральной ваты ООО «Завод ТЕХНО».

Заключение

Модернизированные редукторы с цилиндрическими колесами с арочными зубьями с 2008 года работают на разных предприятиях в Российской Федерации. Опыт изготовления первых редукторов с арочными колесами показал, что себестоимость их изготовления близка к себестоимости тех редукторов, в которых установлены традиционные колеса. Поэтому интерес к цилиндрическим колесам с арочными зубьями на сегодняшний день проявили представители машиностроительных предприятий России, Южной Кореи, Финляндии, Германии, Белоруссии, Украины и других стран.

Существенное повышение нагрузочной способности и надёжности передач делают арочные колеса особо значимыми для тяжело нагруженных машин, используемых в непрерывных производствах (металлургическом, угольном, нефтегазовом и др.). Во многих других машиностроительных производствах использование арочных зубчатых колес позволит модернизировать эксплуатируемое оборудование путем повышения скоростных характеристик приводов с одновременным повышением нагрузочной способности, износостойкости, надежности, снижением уровня шума и массогабаритных показателей. Для транспортных и некото-

рых других машин снижение шума – это требование экологичности, с учетом того, что шум является серьезным загрязнителем окружающей среды.

Суммируя сказанное, становится очевидным, что арочные передачи, благодаря своим необыкновенным свойствам, имеют широчайшие перспективы использования в самых разнообразных машинах и механизмах.

Библиографические ссылки

1. Пат. 2469230 РФ, МПК F16H1/08. Арочная цилиндрическая зубчатая передача / А.Н. Паршин, И.Г. Панков, А.П. Давыдов, Р.Б. Марголит, С.И. Липатов. – № 2011120157/11; Заявлено 11.01.2011. – Опубл. 10.12.2012. – Бюл. № 34.

2. *Паршин А. Н., Панков И. Г., Давыдов А. П., Марголит Р. Б., Липатов С. И., Виноградов А. Н.* Инновационная технология высокопроизводительного изготовления цилиндрических колес с арочными зубьями // Научно-технический журнал «МГОУ-XXI-Новые технологии». – 2010. – № 5. – С. 25-30.

3. *Паршин А. Н., Панков И. Г., Давыдов А. П., Марголит Р. Б., Липатов С. И., Виноградов А. Н.* Эвольвентные арочные передачи. Инновационная технология высокопроизводительного изготовления // Альманах «Деловая слава России». – 2011. – № 3 (31). – С. 42-45.

4. Пат. 2404030 РФ, МПК B23F 9/00. Способ изготовления цилиндрических колес с арочными зубьями / В. Д. Плахтин, А. Н. Паршин, И. Г. Панков, А. П. Давыдов, Р. Б. Марголит, С. И. Липатов. – № 2009114308/02; Заявлено 16.04.2009. – Опубл. 20.11.2010. – Бюл. № 32.

5. Пат. 2447975 РФ, МПК B23F9/08. Способ изготовления арочных зубьев цилиндрических зубчатых колес / А. Н. Паршин, И. Г. Панков, А. П. Давыдов, Р. Б. Марголит, С. И. Липатов, А. Н. Виноградов, А. М. Харьков. – № 2011104561; Заявлено 08.02.2011. – Опубл. 20.04.2012. – Бюл. № 11.

6. Пат. 2467838 РФ, МПК B23F9/08. Способ изготовления цилиндрических зубчатых колес с арочными зубьями / А. Н. Паршин, И. Г. Панков, А. П. Давыдов, Р. Б. Марголит, С. И. Липатов. – № 2011100521/02; Заявлено 19.05.2011. – Опубл. 27.11.2012. – Бюл. № 33.

7. Пат. 2430813 РФ, МПК B23F 21/22. Резцовая зуборезная головка для нарезания арочных зубьев цилиндрических зубчатых колес / В. Д. Плахтин, А. Н. Паршин, И. Г. Панков, А. П. Давыдов, Р. Б. Марголит, С. И. Липатов. – № 2009133751/02; Заявлено 08.09.2009. – Опубл. 10.10.2011. – Бюл. № 28.

8. Пат. на полезную модель 126076 РФ, МПК F16H1/22. Редуктор и мотор-редуктор с таким редуктором / А. Н. Паршин, И. Г. Панков, А. П. Давыдов. – № 2012146052; Заявлено 29.10.2012. – Опубл. 20.03.2013. – Бюл. № 8.

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF HEAVY-LOADED PLANETARY GEARS WITH ROLL-TYPE MECHANISM OF MOTION TRANSMISSION FROM SATELLITES

*F.I. Plekhanov, Dr. Sc., Prof., Glazov Institute of Engineering and Economics -
Branch of Kalashnikov ISTU;*

V.I. Goldfarb, Dr. Sc., Prof., Institute of Mechanics, Kalashnikov ISTU, Russia

Abstract: The article deals with the designs and geometry of internal gearing of planetary transmissions with a small difference of wheel teeth numbers. Transmission gears with a non-standard outline of teeth profiles are considered. Results of the experimental research of these mechanisms are presented.

Key words: heavy-loaded planetary transmissions, non-standard teeth, geometry, experiment

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ С РОЛИКОВЫМ МЕХАНИЗМОМ СНЯТИЯ ДВИЖЕНИЯ С САТЕЛЛИТОВ

*Ф.И. Плеханов, д.т.н., профессор, Глазовский инженерно-экономический
институт (филиал) ИжГТУ имени М. Т. Калашникова;*

*В.И. Гольдфарб, д.т.н., профессор, Институт механики, ИжГТУ имени М.Т. Калашникова,
veniamingoldfarb@yahoo.com*

Аннотация: В статье приведены конструкции и геометрия внутреннего зацепления планетарных передач с малой разницей чисел зубьев колес. Рассмотрены колеса передачи с нестандартным очертанием профилей зубьев. Даны результаты экспериментальных исследований этих механизмов.

Ключевые слова: высоконагруженные планетарные передачи, нестандартные зубья, геометрия, эксперимент

Введение

Важнейшими требованиями, предъявляемыми к зубчатым передачам, являются хорошие массогабаритные показатели, высокая нагрузочная способность, долговечность, низкие потери мощности на трение. Особенно важно выполнение этих требований в авиакосмической технике, роботах, мехатронных системах [1-3].

Чаще всего в таких ответственных устройствах используются волновые передачи, обладающие высокой несущей способностью при малых габаритах и массе. Однако

указанные передачи имеют низкий по сравнению с некоторыми типами планетарных механизмов коэффициент полезного действия (80%-85%), а для обеспечения необходимой долговечности гибкого элемента (зубчатого колеса с тонкостенным ободом) и передачи в целом требуют использования специальных материалов.

В связи с этим актуальной является задача разработки и исследования планетарных механизмов, которые бы обладали не только хорошими массогабаритными показателями при высокой нагрузочной способности и большом сроке службы, но и высоким КПД.

На рис. 1 показана зубчато-роликовая планетарная передача, в которой ролики, свободно установленные в сателлитах и жестко связанных друг с другом дисках (щеках), в процессе работы перекачиваются по сопрягаемым с ними поверхностям, обеспечивая высокий КПД.

При небольшой разнице чисел зубьев зацепляющихся колес возможна интерференция продольной кромки внешнего зуба с главной поверхностью внутреннего и заклинивание механизма. Для предотвращения этого явления принимается пониженная глубина захода зубьев при большом угле зацепления ($\alpha_w \geq 40^\circ$).

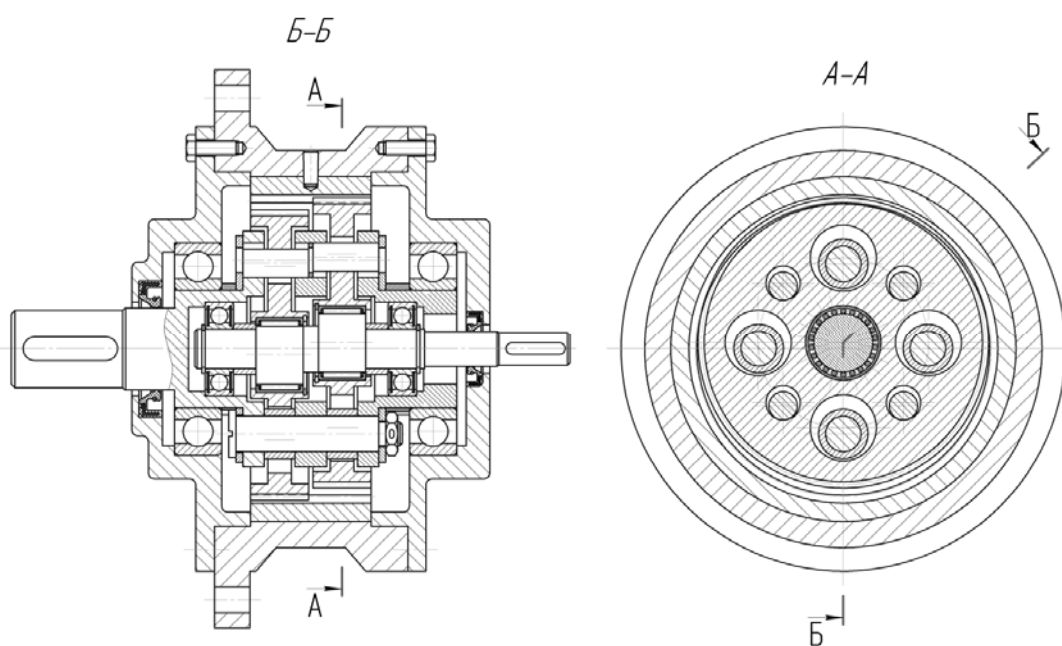


Рис. 1. Вариант планетарной передачи с внутренними зацеплениями колес и роликовым механизмом снятия движения с сателлитов (пат. 2445529 Рос. Федерации: МПК F16Н1/32.

Планетарная передача)

1. Распределение нагрузки в зацеплении

Составляющие нагрузки в зацеплении определяются с учетом начальной величины зазоров Δ_i , Δ_j между зубьями (рис.2) и их деформации из решения уравнений совместности

перемещений и уравнения статики, позволяющих установить число пар зубьев, несущих нагрузку, ее распределение и осуществить проекторочный расчет зацепления:

$$\left. \begin{aligned} F_0 &= \delta bc = f(\sigma_p), \\ F_{i=1} &= (\delta - \Delta_{i=1})bc, \\ F_{j=1} &= (\delta - \Delta_{j=1})bc, \\ &\dots\dots\dots, \\ F_{i=n} &= (\delta - \Delta_{i=n})bc, \\ F_{j=m} &= (\delta - \Delta_{j=m})bc, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

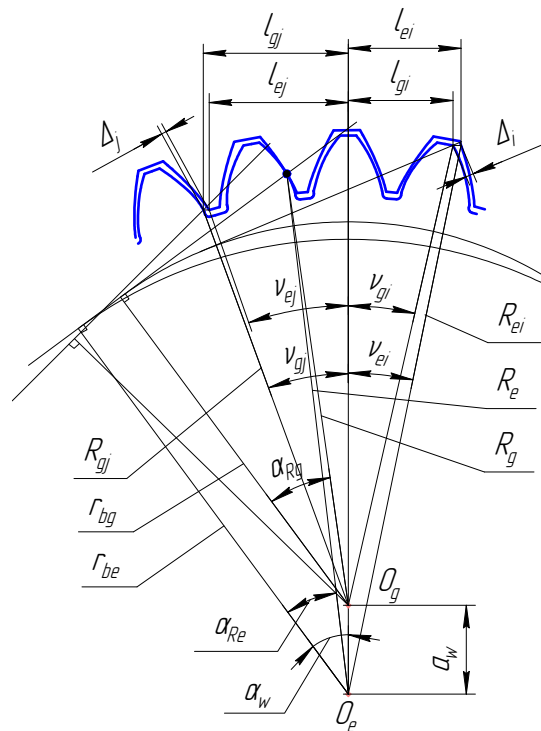


Рис. 2. Внутреннее эвольвентное зацепление колес

где F_0 – нормальная сила в наиболее нагруженной паре зубьев; F_i - сила в i -й паре зубьев справа от наиболее нагруженной пары; F_j - сила в j -й паре зубьев слева от наиболее нагруженной пары; δ - деформация наиболее нагруженной пары зубьев; b – ширина венца сателлита; c – жесткость зацепления ($c = 0,075E$, E - модуль Юнга), σ_p – допустимое напряжение, определяемое по известным формулам расчета на прочность (σ_{HP} – при расчете на контактную прочность, σ_{FP} – при расчете на изгиб).

При расчете зацепления на контактную прочность

$$f(\sigma_p) = 5,72 \frac{\rho b \sigma_{HP}^2}{EK_{H\Sigma}}$$

при расчете зуба сателлита на изгиб

$$f(\sigma_p) = \frac{\sigma_{FP} b m}{Y_F K_{F\Sigma} \cos \alpha}.$$

В этих выражениях ρ – приведенный радиус кривизны профилей зубьев, α – угол профиля исходного контура; $K_{F\Sigma}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба, геометрические параметры и динамику передачи; Y_F – коэффициент формы зуба, m – модуль зубьев.

Первое уравнение системы (1) позволяет найти допустимую по условиям прочности относительную погонную нагрузку $\Phi_0 = F_0 / b m$ на наиболее нагруженном зубе сателлита и соответствующую ей деформацию δ / m . После этого определяются относительные погонные нагрузки на других зубьях, входящих в зацепление с неподвижным колесом (число контактирующих пар зубьев определяется числом положительных сил, полученных из решения уравнений системы (1) и учитываемых при дальнейших расчетах). Входящие в уравнения совместности перемещений зазоры между парами зубьев выражаются через модуль зацепления в соответствии с рис.3 и с учетом фазы зацепления наиболее нагруженного зуба (неблагоприятной с точки зрения изгибной прочности является фаза зацепления, при которой вершина зуба сателлита сопрягается с зубом неподвижного колеса, контактной прочности - фаза зацепления, соответствующая контакту зубьев в средней части активного участка линии зацепления):

$$\Delta_i = (R_{ei} \sin \nu_{ei} - l_{gi}) \cos(\alpha_{ag} - \nu_{gi}), \quad (2)$$

$$\Delta_j = (R_{gj} \sin \nu_{gj} - l_{ej}) \cos(\alpha_{ae} - \nu_{ej}), \quad (3)$$

где α_{ag}, α_{ae} - углы профилей зубьев сателлита g и неподвижного колеса e на окружностях выступов.

В соответствии с этим коэффициент распределения нагрузки, показывающий, какая доля общей нагрузки в зацеплении приходится на наиболее нагруженный зуб,

$$\Psi = \Phi_0 / \left(\sum_{i=1}^n \Phi_i + \sum_{j=1}^m \Phi_j + \Phi_0 \right). \quad (4)$$

Полученные значения относительных погонных нагрузок в контактирующих парах зубьев колес позволяют определить суммарную нагрузку и при заданном моменте на выходном валу T найти требуемый модуль зацепления m . Так, для двухсателлитной конструкции передачи

который позволяет улучшить качественные показатели зацепления и передачи в целом.

Параметры указанного исходного контура (рис.4):

$$\alpha = 20^\circ; h_a = m; h_l = 1,75; \rho_f = \frac{0,5}{\cos \alpha} [0,5\pi m - 2(h_l - h_a) \operatorname{tg} \alpha] = 0,545m;$$

$$C = \rho_f (1 - \sin \alpha) = 0,359m; h_f = h_l - h_a + \rho_f (1 - \sin \alpha) = 1,109m; h = h_l + C = 2,109m;$$

$$h_c = h - h_a - \rho_f = 0,564m.$$

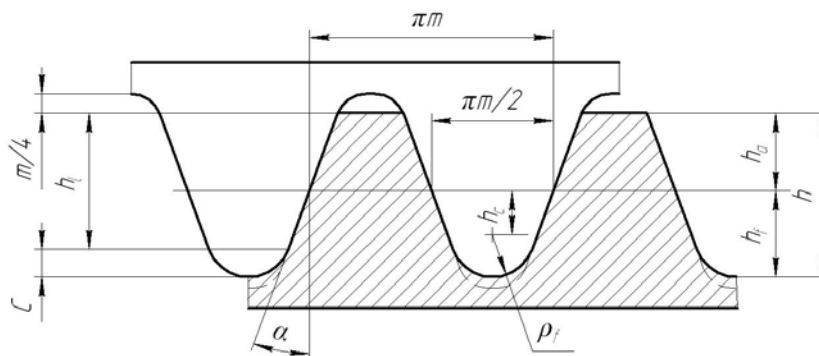


Рис. 4. Модифицированные исходный и исходный производящий контуры колес
(пунктиром показан исходный контур по ГОСТ 13755-81)

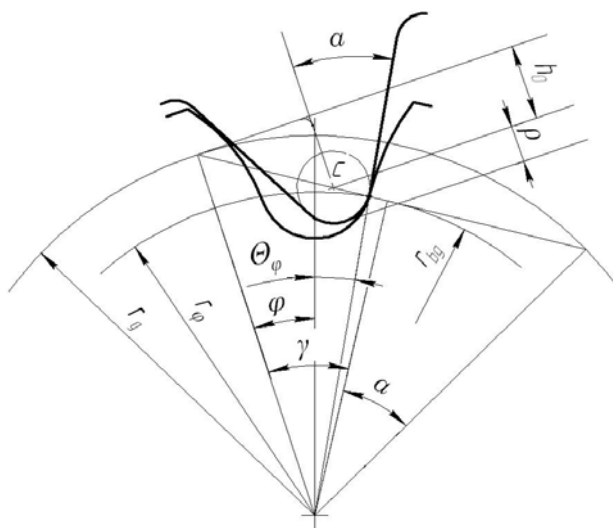


Рис. 5. Формообразование профиля зуба сателлита
с модифицированным исходным контуром

Переходная кривая зуба сателлита в этом случае имеет вид эквидистанты удлиненной эвольвенты (рис.5), уравнения которой могут быть представлены в следующем параметрическом виде:

$$\left. \begin{aligned} r_{\varphi} &= \sqrt{r_g^2 + \left(\frac{h_0}{\sin \gamma} + \rho_f\right)^2 - 2r_g \left(\frac{h_0}{\sin \gamma} + \rho_f\right) \sin \gamma}, \\ \theta_{\varphi} &= \arcsin \left[\frac{\cos \gamma \left(\frac{h_0}{\sin \gamma} + \rho_f\right)}{r_{\varphi}} \right] - \frac{h_0}{r_g \operatorname{tg} \gamma}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

где $h_0 = h_c - x_g m$, $\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{h_0}{r_g \varphi} \right)$, $r_g = 0,5mz_g$, x_g - коэффициент смещения исходного контура сателлита, $\rho_f = \rho$ (см. рис. 5).

В граничной точке профиля зуба сателлита l угол $\gamma = \alpha$ и

$$r_{\varphi} = r_{lg} = \sqrt{(0,5mz_g)^2 + \left(\frac{h_0}{\sin \alpha} + \rho_f\right)^2 - mz_g (h_0 + \rho_f \sin \alpha)}. \quad (8)$$

Угол зацепления α_w и радиусы окружностей вершин зубьев неподвижного колеса r_{ae} и сателлита r_{ag} определяются из условий обеспечения требуемой величины коэффициента перекрытия ($\varepsilon \geq 1$), исключения интерференции кромки зуба колеса с переходной поверхностью зуба сателлита и интерференции продольной кромки внешнего зуба с главной поверхностью внутреннего. При этом в зоне максимальной глубины захода зубьев должен быть обеспечен боковой зазор между переходной поверхностью зуба сателлита и вершиной зуба неподвижного колеса ($\nu \geq 0$):

$$\nu = 2 \left[r_{\varphi e} \theta_{\varphi e} - r_{ae} \left(\operatorname{inv} \alpha_{ae} - \operatorname{inv} \alpha + \frac{0,5\pi - 2x_e \operatorname{tg} \alpha}{z_e} \right) \right] \geq 0. \quad (9)$$

Здесь $\alpha_{ae} = \arccos \left(\frac{mz_e \cos \alpha}{2r_{ae}} \right)$; $r_{\varphi e} = r_{ae} - a_w$; $a_w = \frac{m(z_e - z_g) \cos \alpha}{2 \cos \alpha_w}$; x_e и z_e -

соответственно, коэффициент смещения исходного контура и число зубьев неподвижного колеса; $\theta_{\varphi e}$ - полярный угол, соответствующий радиус-вектору точки переходной кривой сателлита $r_{\varphi e}$ и определяемый из уравнений (7).

Использование модифицированного исходного контура при рациональном геометрическом синтезе зацепления позволяет, как показывает конечно-элементный анализ напряжений, увеличить изгибную прочность зуба сателлита планетарной передачи по сравнению со стандартным на 15%-20%.

По результатам выполненного исследования были изготовлены и испытаны на нагрузочную способность и КПД передачи с роликовым механизмом снятия движения с сателлитов (рис. 6). Испытания подтвердили их эффективность (КПД механизма 0,92-0,94).

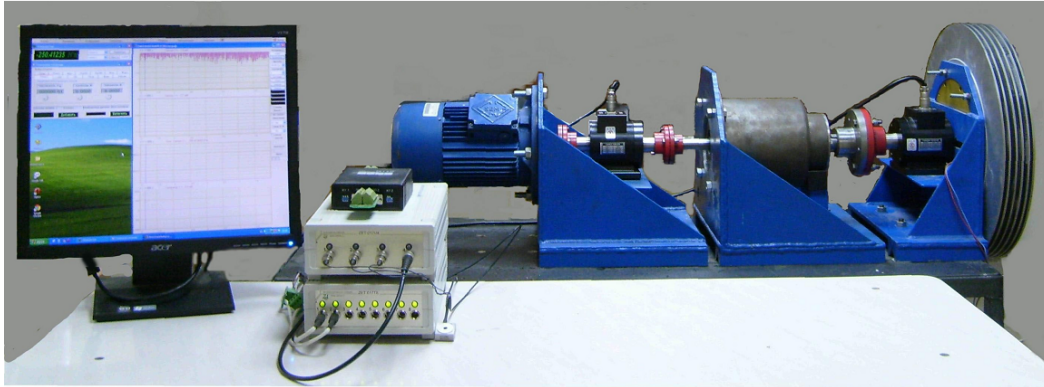


Рис. 6. Испытательный стенд

Заключение

Полученные теоретические и экспериментальные зависимости позволяют определить рациональные геометрические параметры зацепления, оценить показатели его прочности, несущую способность привода, потери мощности на трение и осуществить проектирование предложенных эффективных планетарных передач с внутренним зацеплением колес и роликовым механизмом снятия движения с сателлитов.

Библиографические ссылки

1. Тимофеев Г.А. Геометро-кинематическое исследование комбинированного планетарно-волнового механизма / Г.А. Тимофеев, М.В. Самойлова // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Машиностроение.- 2012.- № 1.- С. 70-80.
2. Лопатин Б.А. Формирование внутреннего приближенного зацепления цилиндрико-конических передач / Б.А. Лопатин, Е.А. Полуэктов, С.А. Хаустов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение».- 2011.- № 17.- С. 39-48.
3. Иванов А.С. Конструктивные исполнения планетарно-цевочных редукторов для высокоточных следящих приводов / А.С. Иванов, М.М. Ермолаев, Д.Э. Крикунов, А.А. Мирошник, С.К. Руднев, А.В. Чиркин // Вестник машиностроения.- 2013.- №3.- С. 9-11.
4. Плеханов Ф.И. Влияние геометрии зацепления колес планетарной передачи типа К-Н-V на показатели ее прочности // Вестник машиностроения.- 2013.- №3.- С. 16-20.

PERSPECTIVES OF NANOSCALE FILLERS FOR PLASTIC WHEELS OF SPIROID GEARS

E. I. Popova, PhD in Engineering, Ass.Prof.,

Kalashnikov Izhevsk State Technical University, aktau.popova@yandex.ru

Abstract: The article considers the prospects of application of metal oxide nanopowders and graphitic nanotubes as a filler for plastic wheels of spiroid gears.

Keywords: nanopowders and nanotubes, plastic wheels of spiroid gears

ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ НАНОРАЗМЕРНЫХ НАПОЛНИТЕЛЕЙ ДЛЯ ПЛАСТМАССОВЫХ КОЛЕС СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Е.И. Попова, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова, aktau.popova@yandex.ru;

Аннотация: В статье рассмотрены перспективы применения нанопорошков оксидов металлов и графитовых нанотрубок в качестве наполнителя для пластмассовых колес спироидных передач.

Ключевые слова: нанопорошки и нанотрубки, пластмассовые колеса спироидных передач

Введение

Различные виды конструкционных пластиков широко применяются для изготовления колес зубчатых передач. Обладая определенными достоинствами (малый вес, производительный метод изготовления – литье под давлением, возможность работать без смазки, значительная долговечность при малых рабочих нагрузках) пластики, тем не менее, имеют основной недостаток - низкую прочность.

Существуют различные способы повышения прочности конструкционных пластиков, используемых в зубчатых передачах, один из простых и распространенных способов это - армирование пластмассовых зубчатых колес стальными ступицами, дисками, бандажами [1]. Однако из-за низкой адгезии пластиков необходимо предусматривать различные рифления (искусственные неровности), чтобы увеличить прочность соединения на границе пластик – ступица.

Другой способ: добавление наполнителя в полимерную матрицу, то есть получение композиционного материала, либо сочетание этих двух способов.

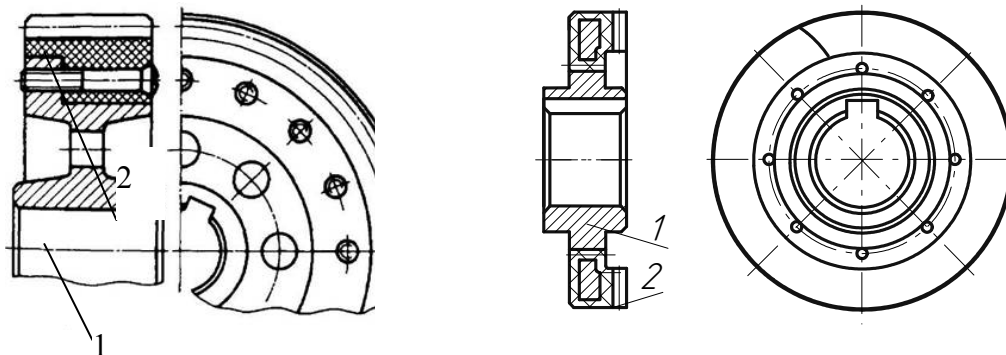


Рис. 1. Армирование пластмассовых зубчатых колес

1 – стальная ступица, 2 – пластмассовый венец

Так гетерогенные композиционные материалы содержат в себе два или более компонента и состоят из двух или более фаз (полимерная матрица и наполнитель). Наполнители в свою очередь могут быть в виде порошков или волокон. Наполненные гетерогенные полимерные композиции обладают преимуществами по сравнению с ненаполненными гомогенными полимерами:

- более высокая ударная прочность,
- увеличение жесткости,
- стабильность размеров,
- увеличение теплостойкости.

Форма и размеры наполнителя влияет существенно на прочностные свойства материала. Например, наполнитель в виде волокон и в виде частиц разной формы: сферической, треугольной, другой, зачастую не увеличивает прочность композиционного материала, а наоборот снижает ее. Объясняется это следующим образом – наполнитель, сравнимый по размеру с мономерными связями полимерной матрицы, и расположенный, как правило, хаотично, разрывает эти связи, увеличивает количество дефектов (трещин, пор), что приводит к тому, что прочность такого композита обычно не увеличивается по сравнению с прочностью матрицы (а наоборот даже несколько снижается). При наполнении вязких термопластов жесткими наполнителями в количестве более 20% наблюдается переход от пластического течения к хрупкому разрушению. При этом имеет место существенное снижение ударной вязкости, работы разрушения [2].

Кроме того, на снижение прочности также существенное влияние оказывают условия работы – происходит нагружение в статике или динамике. Например, в Институте механике ИжГТУ проводились исследования в динамике и статике спироидных пластмассовых колес из полиамида литьевого без наполнителя (ПА-610 и ПА6-210/311), и с наполнителем графитом (ПА-610 +5%графита) и стекловолокном (ПА6-210-КС) [3].

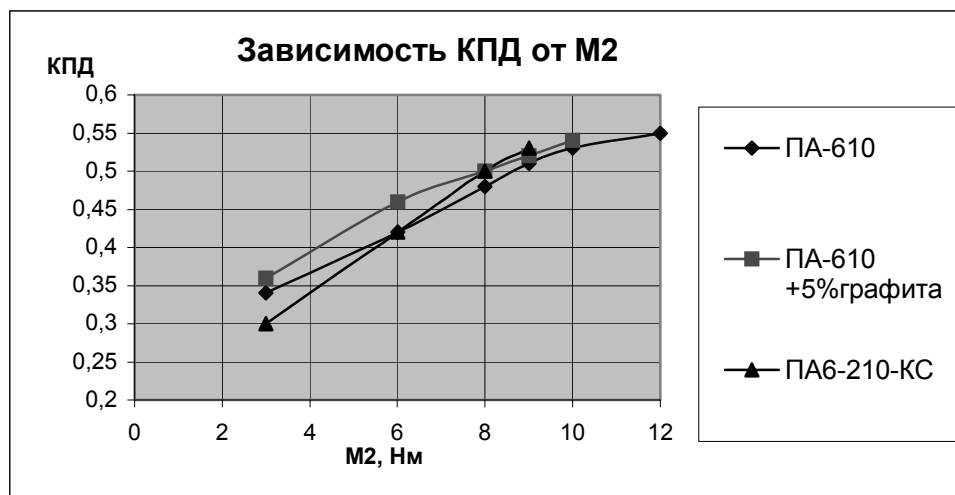


Рис. 2. График зависимости КПД от крутящего момента на колесе для спиральных редукторов с колесами из различных марок полиамидов [3].

Установлено, что материал без наполнителя ПА-610 имеет наибольший предельно допустимый нагрузочный момент при нагружении в динамическом режиме (рис. 2.), это можно объяснить тем, что данный материал обладает наилучшей из испытываемых материалов упругой податливостью. Наполнители: графит и особенно стекловолокно делают полимерный материал более твердым, неподатливым и даже хрупким, одновременно несколько увеличивая статическую прочность в сравнении с ненаполненным пластиком (см. таблицу 1)[4].

Таблица 1. Статические испытания спирального редуктора с металлополимерным колесом (однопарное зацепление, без смазки)

№	Материал	t, °C	Сторона зуба	Средний момент разрушения, Нм	Осевая сила на червяке, Н	Допустимое напряжение среза, МПа	Расчетное напряжение среза, МПа
1.	ПА6-210/311	22	R	10,16	556	40	37
			L	9,52	399		26,6
2.	ПА-610 +5%графита	22	R	15,90	871	50	58
			L	13,96	762		50,8
3.	ПА6-210-КС	22	R	15,74	862	80	57,5
			L	15,03	820		54,7

Невысокая прочность конструкционных пластиков приводит к разрушению зубьев спиральных колес при относительно небольших нагрузках в сравнении с металлическими материалами (рис. 3.).

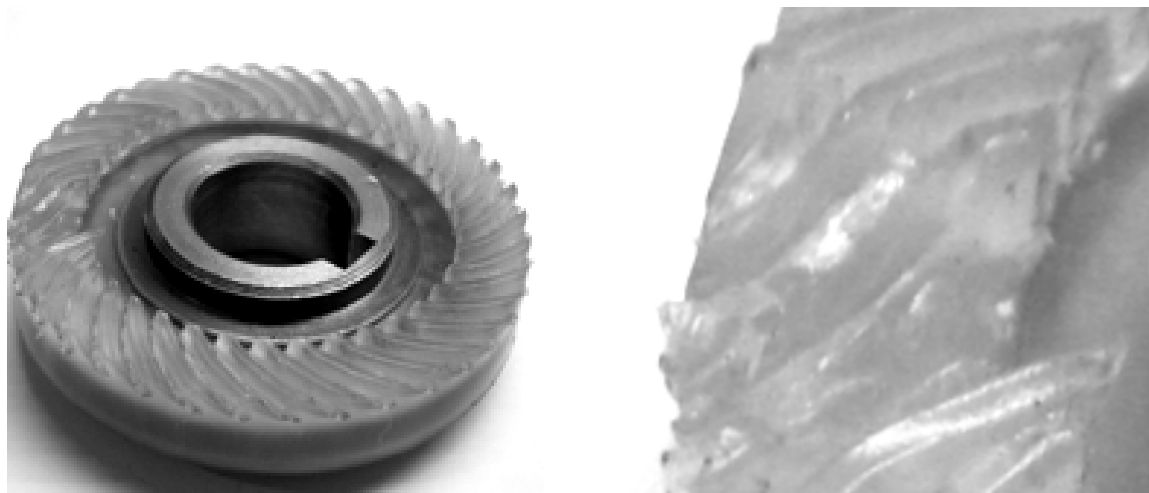


Рис. 3. Разрушение зубьев металлополимерного спироидного колеса

Теоретические и экспериментальные исследования показывают, что путем уменьшения размеров частиц наполнителя можно существенно снизить вероятность появления крупных дефектов и повысить прочность композита [5].

Современная nanoиндустрия позволяет получать совершенно новые материалы с уникальным комплексом свойств либо усовершенствовать уже существующие конструкционные материалы. В 1991 году были получены углеродные нанотрубки, которые из огромного количества нанообъектов обладают интересными оптическими, химическими и механическими свойствами. Известно, что их прочность на порядок выше, чем у сталей а, плотность нанотрубок в пять раз ниже. Для увеличения прочности конструкционных пластиков в качестве наполнителя используют углеродные нанотрубки. Если между соседними волокнами полимерного материала поместить нанотрубку, связав ее с ними углеводородными цепочками, то прочность данного участка материала приблизится к прочности нанотрубки. Таким образом, добавка нанотрубок в 0,6% дает 4-х кратное увеличение прочности полимера. Если нанотрубки будут занимать 10% объема полимера, то смогут увеличить его прочность в 20 раз [5].

На данном этапе основными направлениями в получении новых композитных материалов можно считать наномасштабное молекулярное конструирование полимеров. Большое внимание привлекают материалы, получаемые включением металлических наночастиц в полимерную матрицу. Доказано, что включение кобальт-железных металлических наночастиц в блок-сополимер приводит к так называемому наноэффекту, который проявляется в повышенной устойчивости материала к нагрузкам. Нанокompозиты, содержащие даже 2 объемных процента минеральных наночастиц, обладают физическими

характеристиками на 10-15% превышающими ненаполненные аналоги, а температура деструкции при этом повышается с 65 до 150°С [6].

Но при добавлении наночастиц в полимерную матрицу необходимо решить следующие важнейшие вопросы. Как равномерно распределить частицы по всему объему материала, эту проблему эффективно можно решить с использованием ультразвуковых установок, подбирая частоту воздействия можно добиться равномерного распределения частиц в полимерной матрице. Второй актуальный вопрос связан с высокой активностью наночастиц, необходимо создать такие условия, чтобы у нанонаполнителя не было возможности слипаться в более крупные агломераты – что приведет к увеличению размеров частиц, а значит, приведет к потере уникальных свойств, связанных с размерным эффектом.

Кроме того, есть данные, что наибольшее увеличение прочности композита наблюдается при использовании наночастиц разного размера от маленького (~10нм) и среднего (~50нм) до крупного (~100нм).

Заключение

Таким образом, применение наночастиц в качестве наполнителя для конструкционных пластиков представляется возможным и актуальным с точки зрения решения вопроса повышения прочности полимерных материалов, используемых при изготовлении зубчатых пластмассовых колес. Существующие технологии и оборудование позволяют это сделать достаточно эффективно.

Библиографические ссылки

1. *Старжинский В.Е. и др.* Пластмассовые зубчатые колеса в передачах точного приборостроения/ В.Е. Старжинский, В. Краузе, О.В. Гаврилова, А.Т. Кудинов, С. Симеонов. – Минск: Наука и техника, 1993.
2. Композиционные материалы: Справочник/ В.В. Васильев, В.Д. Протасов, В.В. Болотин и др.; Под общ. ред. В.В. Васильева, Ю.М. Тарнопольского.- М.: Машиностроение 1990. -512с.
3. *Трубачев Е.С., Кунивер А.С., Попова Е.И.* Сравнительные испытания спироидных редукторов с колесами из различных материалов. Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения: Труды научно-технической конференции. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2008. – С. 257-265.
4. *Попова Е.И.* Нагрузочная способность спироидных передач с металлопластмассовыми колесами. Современные технологии: К 50-летию основания кафедры «Технология роботизированного производства»: сб. ст. / под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. В.И. Гольдфарба. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2006. – 49-56с.
5. *Katharine Davis* (2004) *Plastics get tough with nanotubes*. *New Scientist* 2465, (p. 18).
6. *Ф. Мэттьюз, Р.Роллингс.* Композитные материалы. Механика и технология. Москва: Техносфера, 2004. – 408с.

COMPARISON OF PLASTIC SPIROID WHEELS OF DIFFERENT STRUCTURAL PLASTICS MANUFACTURING ERRORS USING MODERN MEASUREMENT EQUIPMENT AND SOFTWARE

E. I. Popova, PhD in Engineering, Ass.Prof.,

Kalashnikov Izhevsk State Technical University, aktau.popova@yandex.ru;

D. V. Selifanov, Master's degree student, st-sdv@list.ru

Abstract: Measurement results for spiroid plastic wheels made of different grades of polyamides and polyacetal Kerital are compared in the article.

Keywords: CAD models, measuring, plastic wheels of spiroid gears.

СРАВНЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ПЛАСТМАССОВЫХ СПИРОИДНЫХ КОЛЕС ИЗ РАЗНЫХ КОНСТРУКЦИОННЫХ ПЛАСТИКОВ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СОВРЕМЕННОГО ИЗМЕРИТЕЛЬНОГО ОБОРУДОВАНИЯ И ПРОГРАММНОГО ОБЕСПЕЧЕНИЯ

Е. И. Попова, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный технический университет имени М. Т. Калашникова, aktau.popova@yandex.ru;

Д. В. Селифанов, магистр-инженер, st-sdv@list.ru

Аннотация: В статье сравниваются результаты измерений пластмассовых спиroidных колес, изготовленных из разных марок полиамидов и полиацеталей Kerital.

Ключевые слова: CAD модели, измерения, пластмассовые колеса спиroidных передач.

Введение

Пластмассовые колеса зубчатых передач, как правило, получают наиболее производительным методом - литья под давлением. Однако технические характеристики различных видов и марок конструкционных пластиков часто существенно отличаются друг от друга. Такие характеристики как, плотность, усадка, водопоглощение, а также режимы литья сильно влияют на погрешности изготовления, особенно в случае сложной формы отливаемых деталей (например, спиroidного колеса). Современное измерительное оборудование и программное обеспечение позволяет достаточно хорошо определить погрешности изготовления и оценить точность с применением CAD моделей.

Используемая CAD модель спироидного пластмассового колеса строилась в программе SOLID WORK и передавалась на координатно-измерительную машину (КИМ Carl Zeis (рис.1.)).



Рис. 1. КИМ Carl Zeis Vista

Спироидные зубчатые колёса имеют сложные криволинейные геометрические поверхности, поэтому удобно пользоваться программным продуктом Holos NT ver. 2.4., преимущество которого в том, что в список его инструментов входит функция контроля кривых плоскостей и линий [1].

Наиболее важной частью измерений является базирование колеса. Фиксация объекта измерения происходит в 3-х кулачковом патроне, установленном на мраморной плите. Для задания положения детали в пространстве, в программу нужно передать её координаты. Этого можно добиться командой «выравнивание» для черновой подгонки и далее по результатам ручного измерения точной «3D подгонки». Касанием детали в нескольких точках (чем больше, тем лучше) и присваивая их CAD модели, производится базирование детали. Деталь базируется по методу Гаусса. Подгонка по Гауссу определяет средний, наилучшим образом подогнанный элемент. На рисунке 2 приведен пример распределения метода Гаусса.

При выравнивании программа показывает точность базирования детали, если данный параметр не устраивает, операцию базирование нужно повторить.

После того как CAD модель максимально приближена к действительной детали, можно проводить измерения. Объектом контроля является одна или несколько линий зуба. Чтоб определить их отклонения, надо провести сечения параллельно торцевой поверхности

вершины зуба. Измерения проводятся для четырех пар зубьев, расположенных равномерно по детали (Рис.3).

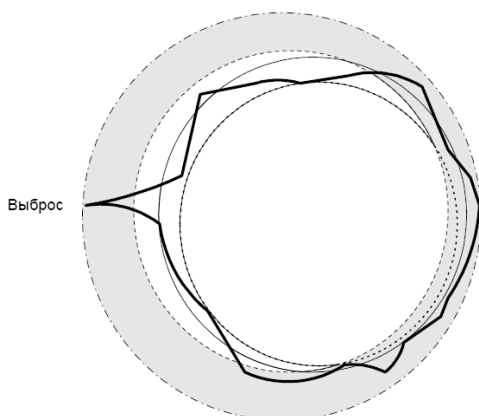


Рис. 2. Действительный и приближённый контур детали



Действительный контур
Подгонка по Гауссу

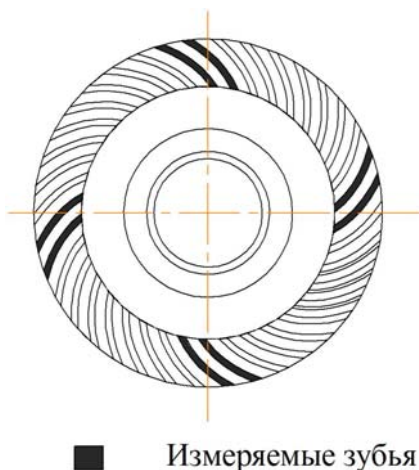


Рис.3. Пример расположения измеряемых зубьев

Обработанные результаты показываются на экране измерений. Также более подробные данные выводятся в протоколе измерений (рис. 4). Он включает исходные координаты, действительные координаты, несовпадение по каждой координате и отклонение суммарное.

Измерительному контролю подвергались опытные образцы пластмассовых спироидных колес из следующих марок ПА610, ПА-610+5%графита, ПА6-210-КС, ПА6-210/311 и полиацеталей Kerital F25-03 и F25-03Н [3].

```

=====
                                HOLOS - протокол измерения

Имя детали      : 45.01.000 S5
Деталь-№       :
Заказ-№        :
Поставщик/Заказчи:
Оператор       :
Примечание     :
Дата           : 23.04.2013

=====

верхний допуск  : 0.1000 mm
нижний допуск  : -0.1000 mm

=====
Тчк.   X-дей   Y- де   Z- де   Fx   Fy   Fz   Расстояние
        X-зада  Y- зад  Z- зад
=====
Измерение поверхност M_45.01.000 S5_006_002.act
1  -17.8519  -20.1011  -0.9115  0.1777  0.0278  0.0945  0.2032
   -18.0296  -20.1289  -1.0061
-----
2  -18.0607  -18.8273  -0.9469  0.1256  0.0116  0.0663  0.1425
   -18.1864  -18.8389  -1.0132
-----
3  -18.1633  -17.9754  -0.9670  0.0841  0.0040  0.0442  0.0951
   -18.2474  -17.9794  -1.0112
-----
4  -18.2578  -16.4078  -1.0138  -0.0027  0.0001  -0.0014  -0.0030
   -18.2551  -16.4079  -1.0124
-----
5  -18.2387  -15.2951  -1.0450  -0.0614  0.0063  -0.0324  -0.0696
   -18.1773  -15.3014  -1.0126
-----
6  -18.0780  -13.9547  -1.0668  -0.0957  0.0182  -0.0510  -0.1100
   -17.9823  -13.9728  -1.0158
-----

Стандартное отклонение= 0.1208 min(6) = -0.1100 max(1) = 0.2032

```

Рис.4. Пример протокола измерений

Для большей наглядности представим график, на котором отображены обобщенные средние зависимости отклонений колёс для всех выше перечисленных марок из полиацеталей и колес из полиамидов (рис. 5).

Исходя из данных графика, можно сделать следующие выводы: у колёс из полиамидов и у колёс из полиацеталей марки Kerital имеется утонение зуба по правой стороне и утолщение его по левой. Графики отклонений для обоих материалов имеют схожие направления по левой стороне и различные по правой стороне. Для колёс из полиамида максимальное отклонение по левой стороне достигает до +0,3 на радиусе 27 мм, когда по правой максимальное отклонение достигает до -0,15 на радиусе 22,5 мм. Для колёс из полиацеталей максимальное отклонение по левой стороне достигает 0,2 мм на радиусе 26 мм, а по правой стороне максимальное отклонение -0,1 на радиусе 25 мм.

Графики средних отклонений продольной линии зуба как колёс из полиамидов, так и колёс из полиацеталей имеют зависимость, близкую к линейной. Величина отклонений увеличивается по мере приближения к наружному радиусу зубчатого венца.

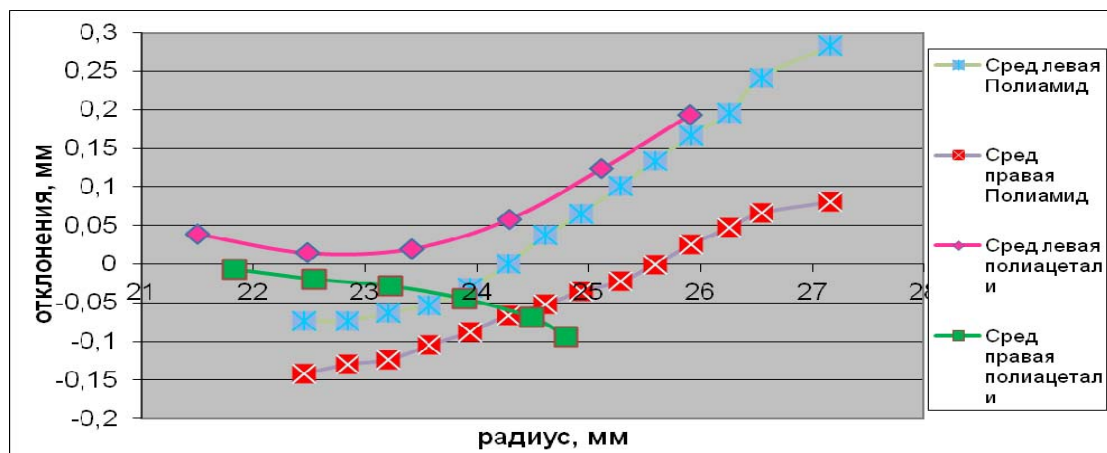


Рис.5. Сравнение средних отклонений колёс из полиамидов и полиацеталей [3]

Заключение

Сравнив полученные результаты измерений, можно говорить о сходном распределении и уровне погрешностей для пластмассовых колёс из полиамидов и полиацеталей Kerital особенно по левой стороне зубьев спироидных колёс. Для правой стороны зубьев погрешности изготовления колёс из полиацеталей имеют обратную зависимость в отличие от колёс из полиамидов - чем ближе к центру колеса тем, меньше погрешности. Дальнейший интерес представляет, какую нагрузочную способность смогут обеспечить спироидные колёса из полиацеталей при существующих погрешностях изготовления.

Библиографические ссылки

1. Руководство пользователя Holos NT ver. 2.4
2. *Попова Е. И.* Разработка инструментов и технологии формообразования металлополимерных колёс спироидных передач: дис. канд. техн. наук: 05.03.01.- Ижевск, 2004.- 166 с.
3. *Селифанов Д. В.* Исследование и сравнение точности металлополимерных спироидных колёс из полиамидов и полиацеталей: дис. на соискание ак. степени магистра: 151900.68. - Ижевск, 2013. – 86 с.



INTERNATIONAL FEDERATION FOR THE
PROMOTION OF MECHANISM AND MACHINE
SCIENCE (IFTOMM)
GEARING AND TRANSMISSIONS
TECHNICAL COMMITTEE
RUSSIA IFTOMM MEMBER ORGANIZATION
KALASHNIKOV IZHEVSK STATE
TECHNICAL UNIVERSITY
INSTITUTE OF MECHANICS

МЕЖДУНАРОДНАЯ ФЕДЕРАЦИЯ ПО ТЕОРИИ
МЕХАНИЗМОВ И МАШИН
(IFTOMM)
ТЕХНИЧЕСКИЙ КОМИТЕТ ПО ЗУБЧАТЫМ
ПЕРЕДАЧАМ И ТРАНСМИССИЯМ
РОССИЙСКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ КОМИТЕТ ПО ТММ
ИЖЕВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ИМЕНИ М. Т. КАЛАШНИКОВА
ИНСТИТУТ МЕХАНИКИ

“THEORY AND PRACTICE OF GEARING”
Proceedings of the International Symposium
January 21–23, 2014
Russia, Izhevsk



«ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ»
Сборник трудов Международного симпозиума
21–23 января 2014 г.
Россия, Ижевск

УДК 621.833(06)
Т33

Scientific editor
Vice-President of International Federation
for the Promotion of Mechanism and
Machine Science (IFTOMM),
Honored Scientist of Russian Federation
and Udmurt Republic,
Dr. Sc. in Engineering, Professor
V. I. Goldfarb

Layout and translation
PhD. **N. A. Barmina**

Научный редактор
вице-президент Международной федерации
по ТММ (IFTOMM),
заслуженный деятель науки РФ и УР,
лауреат Государственной премии УР,
доктор технических наук, профессор
В. И. Гольдфарб

Оформление и перевод кандидата технических наук
Н. А. Барминой

THEORY AND PRACTICE OF GEARING :

Proceedings of the International Symposium
(January 21–23, 2014, Russia,
Izhevsk).

The Proceedings include papers presented at the International Symposium “Theory and Practice of Gearing” (January 21-23, 2014, Izhevsk, Russia) dedicated to the 100th anniversary of the prominent scientist, the founder of the modern theory of gearing Professor Faydor L’vovich LITVIN. The Proceedings also include keynote speeches on activity of Prof. F.L. Litvin in the USSR and USA, on world-wide modern trends of developing the theory and practice of gearing. Symposium papers cover problems of analysis, research, production, testing and operation of gears and gearboxes, and creation of intelligent means of their computer-aided design.

The Proceedings will be useful for scientific researchers, production enterprise experts and students.

Т33 **ТЕОРИЯ И ПРАКТИКА ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ :**
Сборник трудов Международного симпозиума
(21–23 января, 2014 г., Россия, Ижевск). Ижевск :
Изд-во ИжГТУ, 2013. 580 с.

ISBN 978-5-7526-0629-8

В настоящий сборник включены доклады, представленные на Международном симпозиуме «Теория и практика зубчатых передач» (21–23 января 2014 года, Россия, Ижевск), посвященном 100-летию со дня рождения выдающегося ученого, основателя современной теории зубчатых зацеплений профессора Файдора Львовича Литвина. В сборнике приведены пленарные доклады о деятельности Ф. Л. Литвина в СССР и США, о современных направлениях развития теории и практики зубчатых передач. Доклады симпозиума охватывают проблемы расчета, исследования, изготовления, испытаний, эксплуатации передач и редукторов, создания интеллектуальных средств их автоматизированного проектирования.

Сборник будет полезен научным работникам, специалистам предприятий и студентам.

УДК 621.833(06)

ISBN 978-5-7526-0629-8

© Авторы, постатейно, 2013
© ФГБОУ ВПО «Ижевский государственный
технический университет
имени М. Т. Калашникова», 2013

MODELING OF GEOMETRY OF EVOLUTE GEARING, STUDY OF SOME QUALITY INDICATORS AND CONTACT STRESS

*R.V. Protasov, Assistant, National Technical University "Kharkov Polytechnical Institute"
(NTU "KhPI"), protasov@tmm-sapr.org;*

*A.V. Ustinenko, PhD, Ass. Prof., Senior Researcher, National Technical University
"Kharkov Polytechnical Institute" (NTU "KhPI"), ustin1964@tmm-sapr.org*

Abstract: The equations of working profile and the fillet curve of evolute gear teeth in parametric form are obtained. A technique for determining the contact ratio for all types of spur evolute gears, including the modification of the basic rack is presented. The comparative analysis of sliding velocity for evolute and involute gearing is made. The methods of determining the reduced radius of curvature and contact stress in evolute gearing are presented. It is shown that in the approach zone the double-convex contact occurs.

Keywords: convex-concave contact, evolute gear, contact ratio, contact stress

МОДЕЛИРОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ ЭВОЛЮТНЫХ ЗАЦЕПЛЕНИЙ, ИССЛЕДОВАНИЕ ИХ НЕКОТОРЫХ КАЧЕСТВЕННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

*Р.В. Протасов, ассистент, Национальный Технический Университет
"Харьковский политехнический институт" (НТУ "ХПИ"), protasov@tmm-sapr.org;*

*А.В. Устиненко, к.т.н., доц., с. н.с., Национальный Технический Университет "Харьковский
политехнический институт" (НТУ "ХПИ"), ustin1964@tmm-sapr.org*

Аннотация: Получены уравнения рабочего профиля и переходной кривой зубьев эволютной передачи в параметрическом виде. Описана методика определения коэффициента перекрытия для всех типов эволютных прямозубых передач, в том числе и при модификации исходного контура. Проведен сравнительный анализ скоростей скольжения эволютных и эвольвентных профилей. Рассмотрены методики определения приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в эволютном зацеплении. Показано, что в приполюсной зоне имеет место двояковыпуклый контакт.

Ключевые слова: выпукло-вогнутый контакт, эволютная передача, коэффициент перекрытия, контактные напряжения

Введение

Контактную прочность зубчатой передачи можно повысить увеличением ее габаритов или повышая приведенный радиус кривизны (применяя выпукло-вогнутое зацепление).

Первый путь приводит к ухудшению массогабаритных характеристик передач, а второй – является весьма перспективным. Поэтому последние 70 лет ведутся интенсивные работы по созданию новых видов зацеплений с выпукло-вогнутым контактом зубьев, в частности эволютное зацепление, предложенное А.И. Павловым. В нем довольно подробно рассмотрены методы синтеза исходных контуров и геометрии эволютных зацеплений, однако оценка их качественных показателей и нагрузочной способности выполнена только ориентировочно. Поэтому их подробное исследование является важной научно-практической задачей.

1. Построение бокового профиля зуба

Для подробного исследования эволютных передач необходимо получить уравнения боковых поверхностей зубьев, что позволит: 1) исследовать качественные показатели зацепления; 2) определить кривизны рабочих профилей зубьев; 3) построить геометрические и конечно-элементные модели, необходимых для исследования контактного взаимодействия зубьев и их изгибной прочности, опираясь на возможности современных САЕ-систем.

Исходное уравнение профиля зуба инструментальной рейки (1) записано в относительных

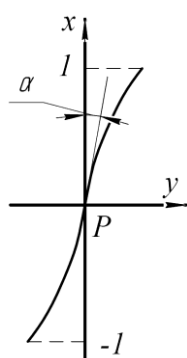


Рис. 1.

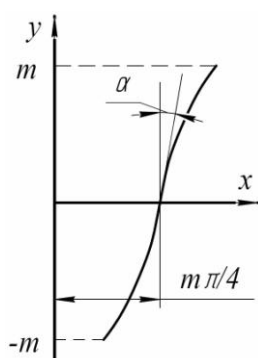


Рис. 2.

Профиль рейки
в исходной
системе
координат

Профиль рейки в
принятой
системе
координат

величинах [1, 2], где x_0 изменяется в пределах $-1; +1$,

$$\left. \begin{aligned} x_0 &\in [-1, 1]; \\ y_0 &= C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n, \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

см. рис. 1. Здесь α – угол наклона касательной, проведенной из текущей точки исходного контура к вертикальной оси, в данном случае к оси x .

Преобразуем его в параметрический вид (2), при этом заменим координатные оси на традиционные в абсолютных единицах [3] (рис. 2):

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= f_1(x_0); \\ y_1 &= f_2(x_0). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Для построения профиля зуба шестерни по заданному профилю рейки будем использовать метод профильных нормалей [3, 4].

Для определения сопряженного профиля в системе координат (x_2, y_2) , связанной с центром зубчатого колеса, воспользуемся уравнениями перехода (3). В них $\varphi_2 = a/r_2$, где r_2 – радиус центроиды (начальной окружности) второго колеса.

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= (x_1 - a) \cos \varphi_2 + (y_1 + r_2) \sin \varphi_2; \\ y_2 &= -(x_1 - a) \sin \varphi_2 + (y_1 + r_2) \cos \varphi_2. \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

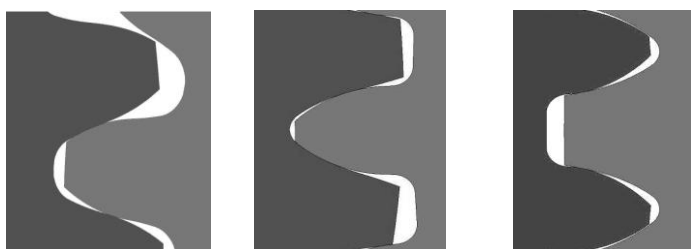
2. Уравнение переходной кривой зуба

Основным геометрическим элементом, влияющим на изгибную прочность зуба, является переходная кривая. Ее радиус ρ_f определяется из формулы $\rho_f = (m \cdot c^*) / (1 - \sin \alpha_H)$ [5], где c^* – коэффициент радиального зазора; α_H – угол, образуемый касательной к рабочему профилю рейки, проведенный из крайней нижней точки рабочего профиля N , имеющей координаты $N(x_0 = -1, y_0 |_{x_0=-1})$.

Каждому исходному контуру будет соответствовать свое значение угла α_H , которое определяется по формуле:

$$\alpha_H = (\arctg(C_1 + 2C_2 \cdot \langle 1 \rangle + 3C_3 \cdot \langle 1 \rangle^2 + \dots + nC_n \cdot \langle 1 \rangle^{n-1}) \cdot 180 / \pi, \quad (4)$$

следовательно, для обеспечения радиуса закругления ρ_f коэффициент c^* также варьируется.



а) б) в)

Рис. 3. Боковые профили и переходные кривые шестерни и колеса: а) двустороннее зацепление; б), в) одностороннее зацепление

Координаты контактной точки в системе (x_1, y_1) , где L_1 – расстояние от полюса зацепления системы координат (x, y) до центра радиуса закругления рейки [6]:

$$\begin{cases} x_1 = (L_1 + \rho_f) \cdot \cos \alpha - a + x_H; \\ y_1 = -(L_1 + \rho_f) \cdot \sin \alpha, \end{cases} \quad (5)$$

где $\alpha = \arctg \langle n - \rho_f \cdot \sin \alpha_H \rangle a$.

На рис. 3 показаны полные профили шестерни и колеса для различных типов эволютных передач.

3. Исследование коэффициента перекрытия

Как известно [5], коэффициент перекрытия зубчатой передачи определяется как отношение угла поворота шестерни ψ_ε к шагу зацепления $P_\alpha = 2\pi / z_1$: $\varepsilon_\alpha = \psi_\varepsilon / P_\alpha$.

Рассмотрим положения двух сопряженных эволютных профилей в начале и конце зацепления (рис. 4). Угол ψ_ε будет состоять из суммы углов:

$$\psi_\varepsilon = \langle \psi_{za} - \psi_{zp} \rangle + \psi_a + \psi_p = \langle \arctg \langle a / y_a \rangle - \arctg \langle p / y_p \rangle \rangle + \arctg \langle z_1 / y_{z1} \rangle + \arctg \langle z_2 / y_{z2} \rangle. \quad (6)$$

Так как профили зубьев (рис. 4) ограничены окружностями вершин d_{a1} и d_{a2} , то линия зацепления используется только частично. Для ее нахождения воспользуемся уравнениями [1]:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &\in [-h_f^*, h_a^*]; \\ y_z(x_0) &= \frac{(x_0)}{y'(x_0)}. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Анализируя графики на рис 5, 6, можно заключить, что коэффициент перекрытия односторон-

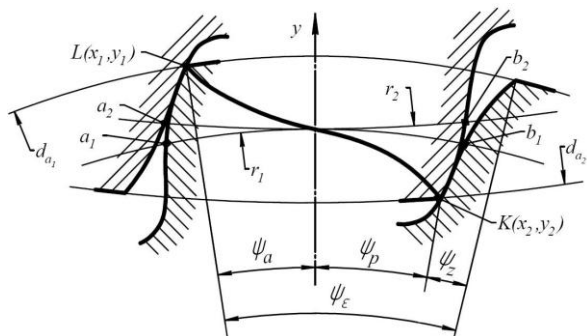


Рис. 4. Определение коэффициента перекрытия в общем случае:

a_1, a_2 и b_1, b_2 – начальные и конечные точки зацепления

несмотря на малый угол зацепления в полюсе $\alpha = 15^\circ$, $\epsilon_\alpha < 1,5$ (см. рис. 8).

него эвольвентного зацепления несколько ниже эвольвентного, однако $\epsilon_\alpha > 1$, а при $z_1 > 120$ $\epsilon_\alpha > 2$.

С изменением передаточного числа u ϵ_α меняется незначительно, что позволяет применять односторонние передачи во всем диапазоне u .

Из графиков на рис. 7, 8 видно, что коэффициент перекрытия двустороннего зацепления находится в пределах $\epsilon_\alpha > 1$.

Данный тип зацепления можно применять для широкого диапазона передаточных чисел, но,

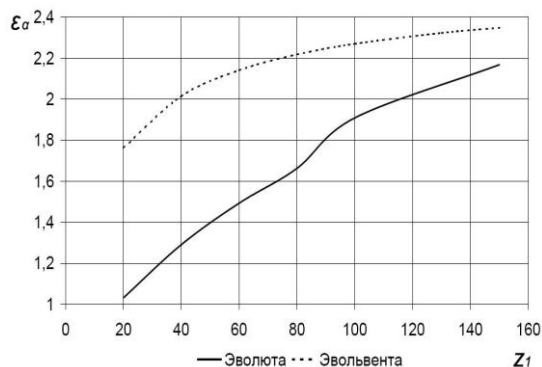


Рис. 5. Коэффициент перекрытия односторонней эвольвентной передачи и аналогичной эвольвентной ($\alpha = 15,9^\circ$, $u = 1$)

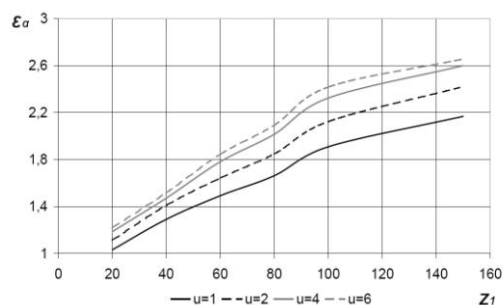


Рис. 6. Коэффициент перекрытия односторонней эвольвентной передачи при различных передаточных числах

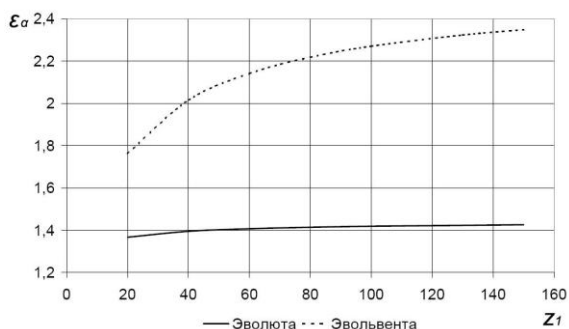


Рис. 7. Коэффициент перекрытия двусторонней эвольвентной передачи и аналогичной эвольвентной ($\alpha = 15^\circ$, $u = 2$)

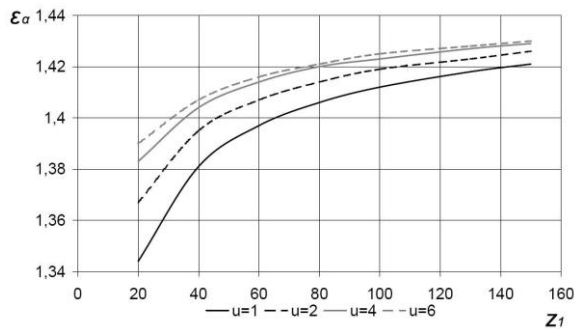


Рис. 8. Коэффициент перекрытия двусторонней эвольвентной передачи при различных передаточных числах

Анализируя рис. 7, 8, можно заключить, что предлагаемая в [7] модификация приполюсной зоны "в тело" зуба для устранения двояковыпуклого контакта может привести к неработоспособности передачи, т.к. для ее реализации необходимо, чтобы коэффициент перекрытия был

больше 2. Однако двусторонняя эволютная передача может работать и без этой модификации.

4. Определение скорости скольжения

Скорость скольжения является важнейшим фактором, влияющим на износостойкость зубьев. Показатель, характеризующий степень взаимного скольжения профилей – коэффициент скольжения λ ; это отношение абсолютной скорости скольжения точки профиля, находящейся в данный момент в контакте к касательной составляющей этой скорости.

Выражения для коэффициента скольжения запишем в следующем виде [5, 8]:

для шестерни $\lambda = V_y / V_{Fy1}$; для колеса

$$\lambda = V_y / \left(\sqrt{V_{Fy2} \cdot u} \right), \quad (8)$$

где $V_y = \sqrt{(x_1(0)^2 - x_1(x_0)^2) + (y_1(0)^2 - y_1(x_0)^2)}(u + 1/u)$; $V_{Fy} = \omega_1 r_y \sin \alpha_y$.

Покажем удельные скольжения по высоте зуба шестерни для всех типов рассматриваемых передач (рис. 9). Анализ графиков показывает, что удельные скольжения на ножке и головке зуба в эволютной передаче меньше, чем у аналогичной эвольвентной, причем с уменьшением k удельное скольжение уменьшается. Здесь k – коэффициент разновидности эволютной передачи, один из параметров исходного контура. Следовательно, износостойкость рассматриваемых в данной работе эволютных передач по параметру удельного скольжения лучше, чем у аналогичной эвольвентной.

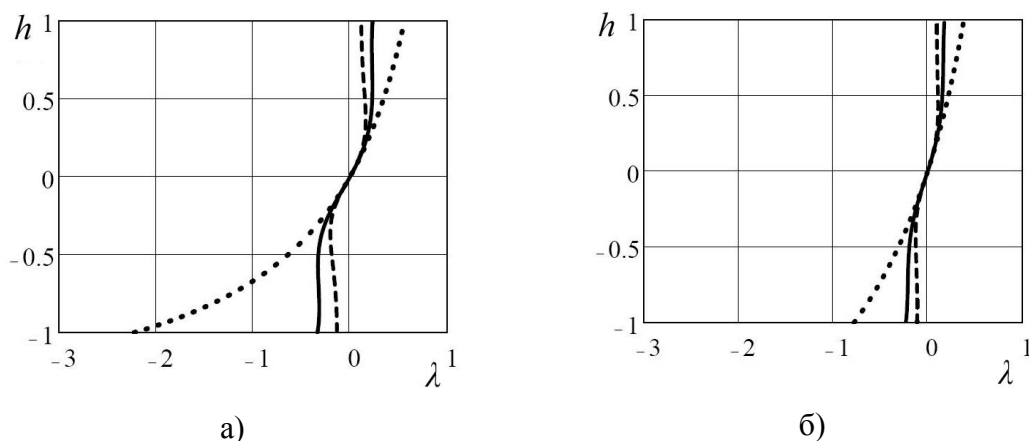


Рис. 9. Удельная скорость скольжения:

а) $\alpha = 15^\circ$, б) $\alpha = 20^\circ$; ---- $k = 2$, — $k = 5$, – эвольвента

5. Приведенный радиус кривизны

Является основным геометрическим параметром, влияющим на контактные напряжения.

Для нахождения кривизны профилей использовалась известная формула дифференциальной геометрии (случай параметрического задания кривой):

$$\chi(x_0) = \frac{x_2''(x_0) \cdot x_2'(x_0) - x_2'(x_0) \cdot x_2''(x_0)}{\sqrt{(x_2'(x_0))^2 + (y_2'(x_0))^2}}^{3/2}. \quad (9)$$

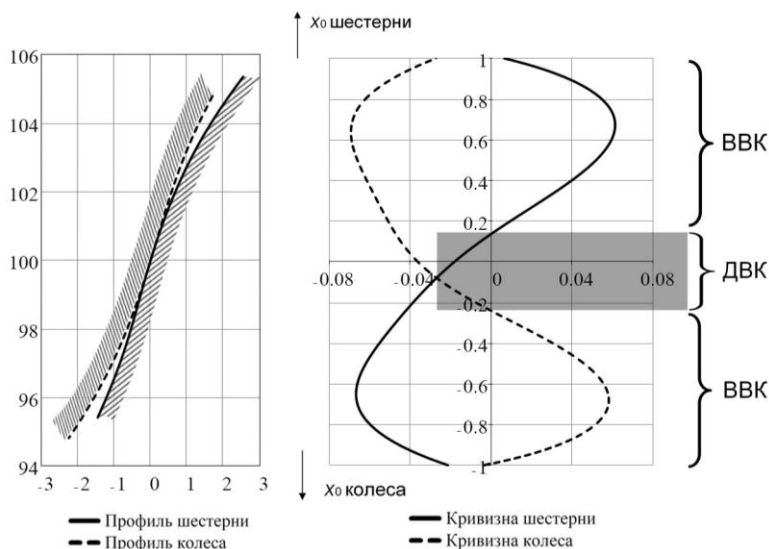


Рис. 10. Рабочие профили шестерни и колеса двустороннего зацепления и их кривизны

На рис. 10 изображены кривизны профилей зубьев шестерни и колеса согласно тому, как они расположены при их контакте в полюсе (для внешнего зацепления).

В приполюсной (рис. 10) и до- полюсной (рис. 11) зонах кривизны имеют одинаковый знак, что соответствует двояковыпуклому контакту (ДВК) с низкой контактной прочностью. Величина зоны ДВК по высоте зуба в двустороннем зацеплении зависит от числа

зубьев z_1 и передаточного числа u (рис. 12), а также от параметров исходного контура k и α (рис. 13).

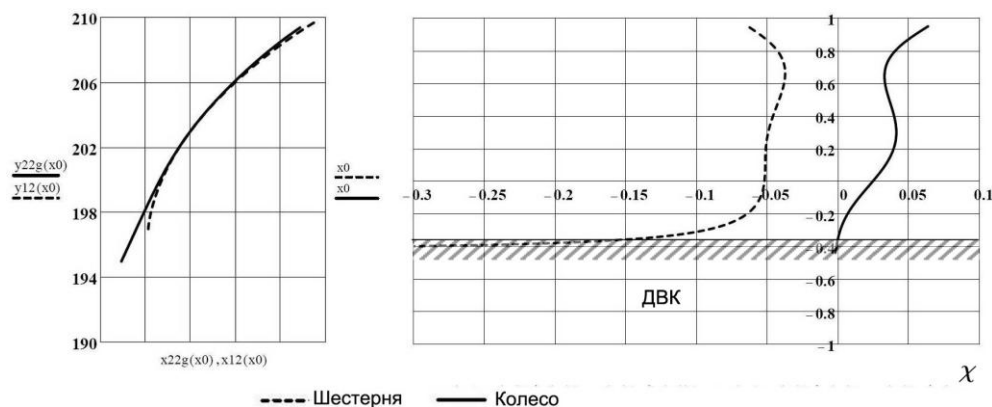


Рис. 11. Рабочие профили шестерни и колеса одностороннего зацепления и их кривизны

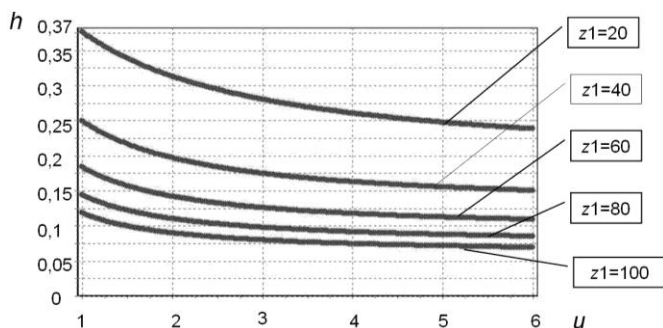


Рис. 12. Высота зоны ДВК двустороннего зацепления относительно рабочей высоты зуба в зависимости от u и z_1

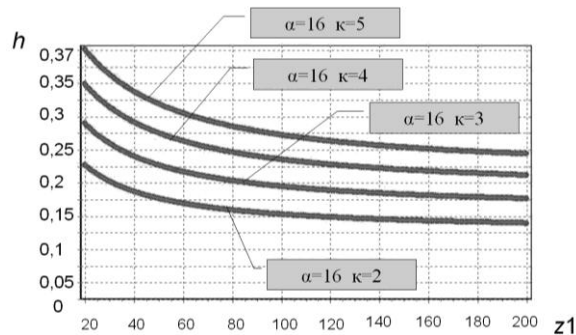


Рис. 13. Высота зоны ДВК двустороннего зацепления относительно рабочей высоты зуба в зависимости от k и α

Расчет приведенного радиуса кривизны по всей высоте зуба выполнен по зависимости (10) [9, 10]. Знак «+» в знаменателе автоматически учитывает как ВВК так и ДВК; ρ_1, ρ_2 – радиусы кривизны зуба шестерни и колеса; $\rho(x_0) = 1/\chi(x_0)$,

$$\rho_{пр}(x_0) = |\rho_1(x_0) \cdot \rho_2(x_0)| / |(\rho_1(x_0) + \rho_2(x_0))|. \quad (10)$$

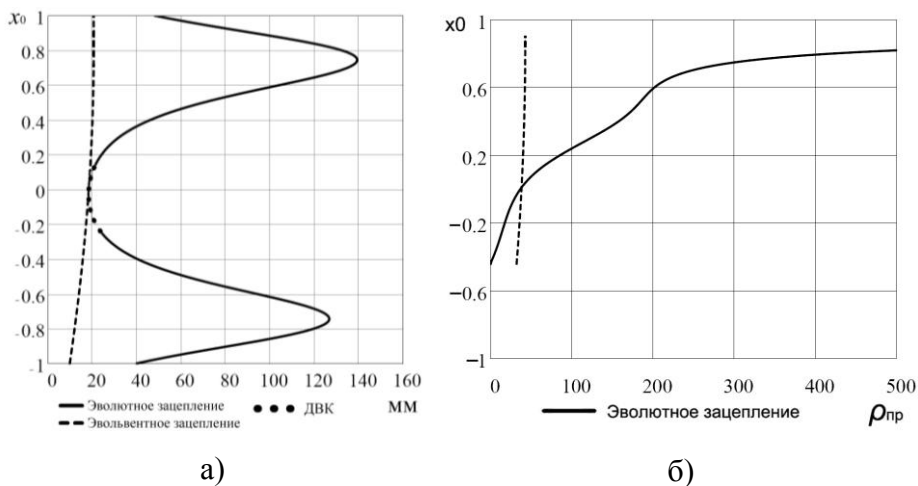


Рис. 14. Приведенный радиус кривизны $\rho_{пр}$, мм:

а) двустороннего зацепления; б) одностороннего зацепления

На рис. 14 показаны графики приведенного радиуса кривизны для трех типов эвольвентных зацеплений со следующими геометрическими параметрами: коэффициент разновидности $k=5$, делительный угол профиля исходного контура $\alpha=16^\circ$, модуль $m=5$ мм, число зубьев шестерни

$z_1=40$, передаточное число $u=2$, а также для эвольвентной передачи с такими же параметрами.

6. Расчет контактных напряжений

Был выполнен расчет контактных напряжений σ_H по формуле Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{\rho_w \rho_{пр}}} \quad (11)$$

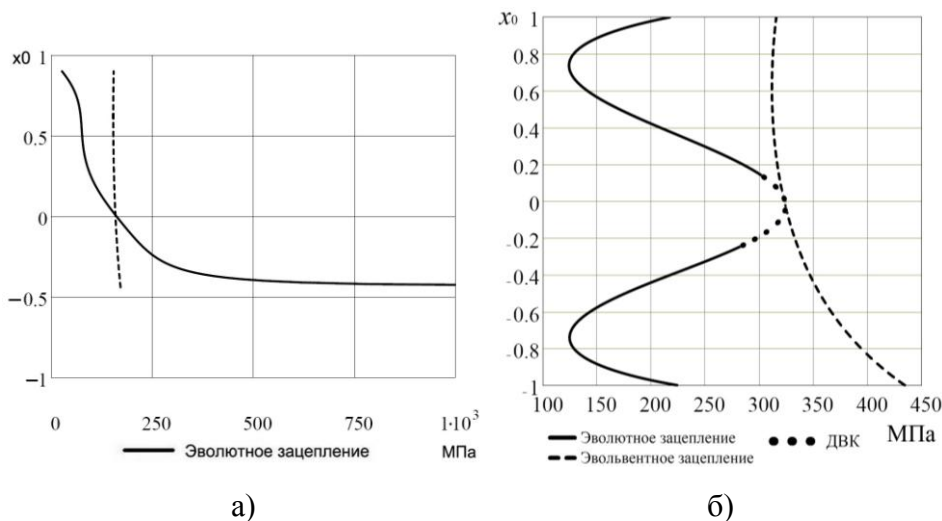


Рис. 15. Контактные напряжения σ_H , МПа по высоте зуба:

а) в односторонней передаче; б) в двусторонней передаче

и проанализировано, как влияет на их величину изменение $\rho_{пр}$.

Исследовалась передача с теми же параметрами, что и при расчете $\rho_{пр}$. Дополнительно было принято: крутящий момент на шестерне $T_1=1000$ Н·м, модуль упругости $E=2,12 \cdot 10^5$ МПа, ши-

рина венца $b_w=100$ мм. Также был проведен расчет напряжений для эвольвентной передачи с такими же исходными данными.

Графики изменения контактных напряжений при перемещении точки приложения нагрузки по высоте зуба в эволютном и эвольвентном зацеплениях приведены на рис. 15 (случай однопарного зацепления).

Заключение

1. Разработка и исследование эволютных зубчатых передач является перспективной научно-практической задачей, так как позволяет улучшить массогабаритные характеристики зубчатых приводов.

2. На основе метода профильных нормалей получены в общем виде уравнения рабочих профилей и переходных кривых эволютных зубьев. Они служат основой для построения геометрических и конечно-элементных моделей с целью исследования прочности зацепления.

3. Разработана методика определения коэффициента перекрытия в эволютном зацеплении. Анализ результатов расчета показал неприменимость некоторых типов исходных контуров и параметров передач, а также невозможность провести предложенную модификацию исходного контура для двусторонних передач с целью избавления от ДВК в приполюсной зоне.

4. Анализ графиков удельного скольжения показал, что этот параметр у эволютной передачи меньше, чем у аналогичной эвольвентной. Это объясняется меньшей абсолютной скоростью скольжения у эволютной передачи.

5. Определена зависимость между коэффициентом разновидности k и скоростью скольжения в зацеплении. Анализ графиков показал, что с уменьшением k увеличивается касательная и нормальная составляющие, но абсолютная и удельная скорости скольжения уменьшаются.

6. По имеющимся уравнениям активного профиля зуба эволютной передачи была определена кривизна зубьев шестерни и колеса.

7. Анализ совместного графика кривизн зубьев шестерни и колеса показывает ДВК в приполюсной зоне, наличие которого предусматривала теория эволютного зацепления. Дальнейшие исследования выявили параметры, влияющие на величину этой зоны.

8. Рассчитаны контактные напряжения при перемещении точки приложения нагрузки по высоте зуба и проведено сопоставление эволютного зацепления с аналогичным эвольвентным.

Библиографические ссылки

1. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с.
2. Павлов А.И. Эволютное зацепление и его характеристики // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. – Харьков, 2003. – Вып.5. – С.103–106.
3. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука. – 1968. – 584с.
4. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение рабочих профилей зубьев эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №19. – С.124–128.
5. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз – 1962. – 530с.
6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение переходной кривой зубьев эволютных передач передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2010. – №27. – С.148–153.
7. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эволютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2011. – №29. – С.154–164.
8. Протасов Р.В., Устиненко А.В., Кротенко Г.А., Сериков В.И. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // Вісник НТУ "ХПІ": Зб. наук. праць. Сер. "Проблеми механічного приводу". – Харків, 2012. – №36. – С.127–131.
9. Протасов Р.В. Исследование приведенного радиуса кривизны в эволютных передачах // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №1. – С.37–43.
10. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование приведенного радиуса кривизны и контактных напряжений в односторонних непарных эволютных передачах // Вестник СевНТУ: Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Механика, энергетика, экология". – Севастополь, 2011. – №120. – С.64–69.

FEATURES OF FORMING SCREW AND RELIEF SURFACES TO MAKE FLUID FRICTION WORM GEARS

A. I. Sandler, PhD, JS Co “STANKOAGREGAT”, Moscow, sandli@aha.ru;

S.A. Lagutin, PhD, JS Co “EZTM”, Electrostal, Moscow reg., sergeylagutin@gmail.com

Abstract: To ensure a fluid friction in the worm gear pairs, the convex axial profiles of basic and basic generating worms should be executed by a curve with a sharp change of the curvature radius, decreasing from the foot to the head of the turn. Reproduction of such profile should be provided by technology of the worm turns profile grinding and the worm hob teeth relieving. This paper presents methods for calculating the adjustment parameters of worm-grinding and relieving machines. Technique of grinding wheels shaping for those operations considered.

Keywords: worm gear, closed lines of contact, grinding, relieving

ОСОБЕННОСТИ ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ ЖИДКОСТНОГО ТРЕНИЯ

А.И. Сандлер., к.т.н., ОАО «Станкоагрегат», Москва, sandli@aha.ru;

С.А. Лагутин, к.т.н., ОАО «ЭЗТМ», г. Электросталь, sergeylagutin@gmail.com

Аннотация: Для создания червячных передач жидкостного трения выпуклые осевые профили исходного и исходного производящего червяков должны быть выполнены по кривой с резко переменным радиусом кривизны, уменьшающимся от ножки к головке витка. Воспроизводство такого профиля должно быть обеспечено технологией шлифования профилей витков червяка и затылования зубьев червячной фрезы. В предлагаемой работе приведены методики расчета параметров наладки червячно-шлифовального и затыловочного станков. Рассмотрены методы профилирования шлифовальных кругов на этих операциях.

Ключевые слова: червячная передача, замкнутые линии контакта, шлифование, затылование

Введение

В работах [1, 2] было показано, что в заплоской передаче с цилиндрическим червяком с осевым профилем в виде овала (Рис.1), или близкой к нему плавной кривой, линии мгновенного контакта активных поверхностей являются замкнутыми кривыми (Рис. 2). При этом выдавливание избытка масла из динамично сжимающейся замкнутой области обеспечивает принудительную смазку активных поверхностей, то есть создает условия для жидкостного трения вне зависимости от условий образования гидродинамического смазочного слоя. Это

позволяет значительно уменьшить коэффициент трения и температуру в зоне контакта, снизить износ рабочих поверхностей зубьев, повысить КПД и долговечность передачи.

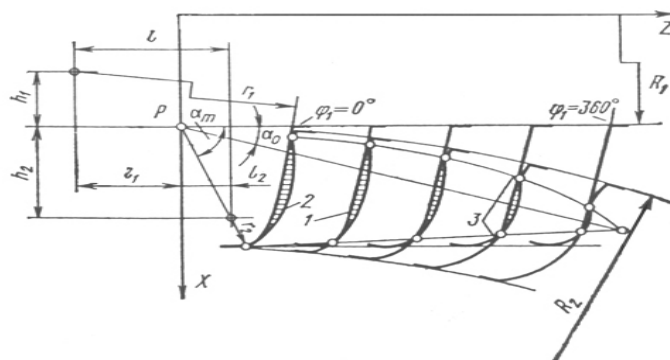


Рис. 1. Зона зацепления в среднем сечении червячной передачи жидкостного трения.

1 – профиль витка червяка; 2 – профиль зуба колеса; 3 – продольная линия зацепления

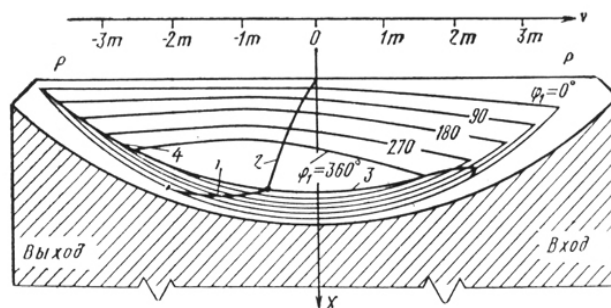


Рис. 2. Проекция мгновенных замкнутых линий контакта на плоскость,

перпендикулярную оси червяка, при различных значениях угла φ_1 поворота червяка

1...4 – активные действующие линии при различных погрешностях монтажа

Результаты теоретического и экспериментального исследования червячных передач жидкостного трения, их геометрии, гидродинамики, чувствительности к погрешностям изготовления и сборки суммированы в работах [3, 4].

В данной статье рассматриваются особенности технологии их изготовления, общие для обработки винтовых и затылованных поверхностей с резко переменной кривизной профиля.

1. Технологическое обеспечение обработки витков червяка и зубьев колеса.

Основные трудности при изготовлении червячных передач с ЗЛК связаны с большим, от 6° до 70° , перепадом углов осевого профиля рабочего и производящего червяков. Такой перепад не позволяет использовать для правки шлифовальных кругов штатные копирные устройства червячно-шлифовальных и затыловочных станков. Поэтому для обработки витков червяка и зубьев чистовой червячной фрезы, необходимы специальные средства технологического оснащения. В их числе: фасонные резцы для предварительных операций, накатники или алмазные ролики для правки шлифовальных кругов при шлифовании витков червяка и

затыловании фрезы, шаблоны и контршаблоны для контроля, как этих инструментов, так и профилей червяка и затылованных поверхностей зубьев червячных фрез.

Контроль профилей шаблонов и инструментов, а также профилей витка червяка и зубьев фрезы выполняют на координатно-измерительных машинах или универсальных микроскопах типа УИМ-21 в плоскости, совпадающей с осью центров червяка или фрезы. Поэтому на финишных операциях контролируемым является именно осевой профиль, задаваемый расчетом передачи. При проектировании шаблона для контроля осевого профиля затылованной поверхности зубьев фрезы необходимо учитывать его отклонение от профиля производящей поверхности вследствие винтовой формы передней поверхности зубьев.

На предварительных операциях профили витков червяка и зубьев фрезы контролируют накладными шаблонами с профилем, соответствующим нормальному к делительной линии витка сечению контролируемой поверхности. Координаты x_n, z_n точек этого сечения связаны с координатами x_0, z_0 осевого профиля зависимостями:

$$x_n = x_0 + z_0^2 \operatorname{tg} \gamma_F \operatorname{tg} \gamma_0 / [2x_0 \cos^2(\gamma_F - \gamma_0)]; \quad z_n = z_0 \cos \gamma_0 / \cos(\gamma_F - \gamma_0) \quad (1)$$

где: $\gamma_F = \operatorname{arctg}(p/r_F)$ - делительный угол подъема витка, $\gamma_0 = \operatorname{arctg}[p/(r_F + x_0)]$ – угол подъема витка в данной точке, r_F - радиус делительного цилиндра червяка.

2. Выбор метода и параметров затылования

Чисто радиальное затылование нельзя применять для фрез с осевым профилем зубьев резко переменной кривизны, во-первых, из-за недостаточности задних углов на том участке профиля, где угол $\alpha_1 = 5^\circ \dots 6^\circ$, во-вторых, из-за большого смещения профиля затылованной поверхности, которое проявится при переточках фрезы. Для сохранения профиля при переточках наиболее приемлемо было бы осевое затылование, однако при этом методе малым получается задний угол у вершины зуба фрезы, где угол профиля $\alpha_{1a} = 72^\circ \dots 75^\circ$.

В этой связи оптимальным для рассматриваемых фрез является метод **радиально-осевого затылования**, при котором салазки затыловочного суппорта развернуты относительно перпендикуляра к оси фрезы на некоторый угол φ_c . [5]. При этом методе осевая составляющая движения затылования k_{oc} , которая в сумме с винтовым параметром p производящей поверхности определяет приведенный параметр $p_0 = p + k_{oc}$ затылованной поверхности, в текущей точке с углом профиля α_i равна:

$$k_{oc i} = k \sin(\alpha_i + \varphi_c) \cos \alpha_i \quad (2)$$

где $k = K z_\phi / 2\pi$ – параметр затылования, K – спад архимедовой спирали затылка на 1 угловом шаге ($360^\circ / z_\phi$) зубьев фрезы, z_ϕ - число зубьев фрезы в ее торцевом сечении.

Переменность параметра k_{oc} приводит к искажению профиля затылованной поверхности в процессе переточек фрезы. Это искажение минимизируется если в двух точках профиля, соответствующих одной фазе зацепления, например, моменту замыкания мгновенной линии контакта, величины k_{oci} равны между собой. Исходя из этого условия, получаем:

$$\varphi_c = 90^\circ - (\alpha_1 + \alpha_2) \quad (3)$$

3. Установка круга при шлифовании червяков и затыловании червячных фрез

При шлифовании винтовых поверхностей с прямолинейным или близким к нему осевым профилем ось круга устанавливают относительно оси шлифуемой заготовки под углом $\beta_{и}$, равным углу подъема витка на начальном цилиндре. При такой установке линия контакта круга и шлифуемой поверхности пересекает осевой профиль витка в одной, начальной точке. При этом профиль нормального сечения шлифуемой поверхности может существенно отличаться от осевого профиля круга, но расхождение профилей по мере отхода от этой точки носит линейный характер и может быть учтено при профилировании круга.

При изготовлении червяков и фрез со сложным профилем резко переменной кривизны ось круга следует установить таким образом, чтобы она дважды пересекала поверхность нормалей, т.е. проходила через две нормали к шлифуемому профилю. В этом случае линия контакта круга и шлифуемой поверхности пересекает указанный профиль в двух соответственных точках и минимально отклоняется от него, обеспечивая минимальное отклонение профиля шлифованной поверхности от ее исходного контура.

Аналитически угол $\beta_{и}$ установки дискового инструмента относительно оси червяка или фрезы определяют следующим образом. В системе координат, ось z которой совпадает с осью червяка, а ось x со станочным межосевым перпендикуляром, записываем уравнения винтовой поверхности. Находим векторы n_x, n_y, n_z нормалей к этой поверхности и уравнения семейства нормалей: Из этого семейства выбираем две нормали, восстановленные в точках осевого профиля червяка с параметрами x_{01}, z_{01} и x_{02}, z_{02} . Задавшись станочным межосевым расстоянием a_0 , находим точки пересечения этих нормалей с плоскостью $x = a_0$. Проводим ось круга через две эти точки и определяем угол $\beta_{и}$ из выражения:

$$\operatorname{tg} \beta_{и} = - \frac{(a_0 - x_{01})(\operatorname{ctg} \alpha_1 \operatorname{tg} \gamma_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2 \operatorname{tg} \gamma_2) + (x_{02} - x_{01}) \operatorname{ctg} \alpha_2 \operatorname{tg} \gamma_2}{(a_0 - x_{01})(\operatorname{ctg} \alpha_1 - \operatorname{ctg} \alpha_2) + (x_{02} - x_{01}) \operatorname{ctg} \alpha_2 + (z_{01} - z_{02})} \quad (4)$$

При расчете угла $\beta_{и}$ установки оси шлифовального круга для операции затылования червячных фрез угол γ_0 подъема затылка в текущей точке профиля определяется через приведенный параметр затылования $p_0 = p \pm k_{oc}$ выражением $\operatorname{tg} \gamma_{0i} = p_{0i} / x_{0i}$

Для максимального совпадения профилей производящего и рабочего червяков при расчете наладок для затылования фрез и шлифования червяков в качестве расчетных следует выбирать одни и те же точки, связанные между собой условием (3).

При профилировании круга в его осевом сечении воспроизводят сечение шлифуемой поверхности, нормальное к винтовой линии с углом подъема равным β_n . Координаты этого сечения определяют выражениями (1) с заменой в них угла γ_F на угол β_n .

4. Профилирование шлифовальных кругов

Штатные копирные приборы правки эксплуатируемых в настоящее время червячно-шлифовальных и затыловочных станков, не приспособлены для воспроизведения профилей переменной кривизны. Поэтому для них необходимо проектировать специальные правящие устройства с применением профильных накатников (алмазных роликов) или профильных линеек [5]. Схема такого устройства показана на рис. 3.

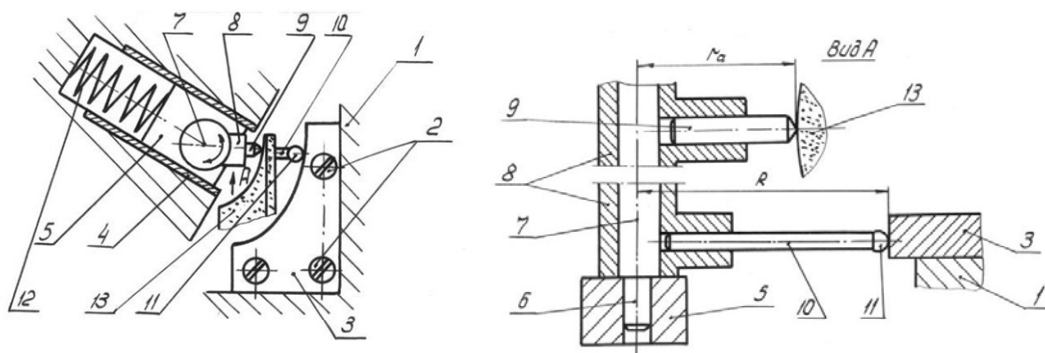


Рис. 3. Схема прибора правки для профилирования шлифовального круга с профилем резко переменной кривизны

В корпусе 1 этого устройства установлены копир 3. и направляющие 4, в которых может прямолинейно перемещаться ползун 5. В гильзе 8 ползуна 5 установлены алмаз в оправе 9 и параллельный ему щуп 10, с наконечником 11 прижатом к копиру 3 пружиной 12 могут совместно вращаться вокруг общей оси 7.

При правке шлифовального круга 13 гильзу 8 поворачивают вокруг оси 7, при этом наконечник 11 щупа 10 перемещается по копиру 3 и в соответствии с отклонением профиля копира от дуги радиуса R перемещает ползун 5. При этом вершина алмаза опишет на круге профиль, эквидистантный профилю копира. Оптимальный радиус r_a вылета вершины алмаза определяется как радиус окружности, проведенной через три точки, выбранные на профиле круга из условия равенства стрелок отклонения профиля от хорд, стягивающих эти точки.

Консольное вращение инструмента правки уменьшает изменение углов резания при вершине алмаза, что повышает его стойкость и уменьшает влияние износа алмаза на точность

воспроизводимого профиля. Уменьшение углов давления между сферическим наконечником шупа и профилем копира также повышает точность профилирования.

В последнее время в станкостроении разрабатывают механизмы правки для червячно-шлифовальных станков с управлением траекторией перемещения правящего инструмента от устройств ЧПУ. Это позволяет повысить точность профилирования, снижает подготовительное время на операцию шлифования червяков, особенно высокой точности, а также в принципе решает вопрос применения в червячной передаче любого исходного контура.

Первые образцы таких станков были созданы фирмами «Klingelnberg» и «Reischauer». Для обеспечения точности изготовления червячных фрез необходимо подобные правящие устройства предусматривать и для шлифовально-затыловочных станков.

Заключение

Реализация принципа жидкостного трения в червячных передачах могла бы кардинально решить проблему повышения их КПД, износостойкости и несущей способности. Однако их промышленное освоение требует тщательной отработки технологии, обновления станков, инструмента и т.д. При этом необходимо будет решить следующие первоочередные задачи:

1. Разработка современных программ компьютерного моделирования зацепления и контакта, обеспечивающих возможность выбора оптимальных по нагрузочной способности профилей с учётом влияния погрешностей сборки на работоспособность передачи.

2. Создание прогрессивных методов шлифования витков червяка и профилирования зубо-резного инструмента с использованием станков с ЧПУ, позволяющих получать червяки и колеса с широкой номенклатурой профилей зубьев и необходимой степенью точности.

Библиографические ссылки

1. *Коростелев Л.В., Лагутин С.А.* Синтез зубчатых передач с замкнутой линией контакта. // *Машиноведение*. 1969. № 6. С. 44-50.

2. *Лагутин С.А.* Червячные передачи с замкнутой линией контакта. // *Машиноведение*, - 1970. №6. С.41-46.

3. *Верховский А.В., Лагутин С.А., Гудов Е.А.* Червячные передачи жидкостного трения: состояние вопроса и перспективы развития // *Вестник машиностроения*. 2007. № 3. С. 3-9.

4. *Lagutin S. A., Verhovsky A.V., Sandler A. I.* Fluid Friction Worm Gears. State of Art and Development Prospects. // *Proc. of 3rd Int. Conf. “Power Transmissions- 2009”*, Thessalonica, 2009, pp. 183-188.

5. *Сандлер А.И., Лагутин С.А., Верховский А.В.* Производство червячных передач / под общ. ред. С.А. Лагутина. - М.: Машиностроение, 2008. 272 с.

DESIGN AND TECHNOLOGICAL APPROACH TO CREATING OF REAL WORM GEARS

Sandler A.I., PhD, JS Co “STANKOAGREGAT”, Moscow, sandler@stanko-agregat.ru;

Lagutin S.A., PhD, JS Co “EZTM”, Electrostal, Moscow reg., lagutin@eztm.ru;

Gudov E.A., JS Co “EZTM”, Electrostal, Moscow reg., gudove@inbox.ru

Abstract: Unavoidable manufacturing errors, power and thermal deformations occurring during the operation of real worm gears should be accepted at the design stage and compensated in the manufacturing process. Therefore, the engagement between a pair of teeth should be designed as an approximated one, intentionally introducing a parabolic function of transmission errors. In practice, this function may be realized by a longitudinal and profile modifying one or both of the mating tooth surfaces, i.e. forced deviation of these surfaces from theoretically mutual ones. This achieves localization of the bearing contact in the predesigned area of the tooth surface.

Keywords: worm gear, worm gear cutter, the longitudinal localization of the contact, profile localization

КОНСТРУКТОРСКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ПОДХОД К СОЗДАНИЮ РЕАЛЬНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Сандлер А.И., к.т.н., ОАО «Станкоагрегат», Москва, sandler@stanko-agregat.ru;

Лагутин С.А., к.т.н., ОАО «ЭЗТМ», г. Электросталь, lagutin@eztm.ru;

Гудов Е.А., инж.-конструктор, ОАО «ЭЗТМ», г. Электросталь, gudove@inbox.ru

Аннотация: Неизбежные погрешности изготовления червячной передачи, силовые и температурные деформации, возникающие в ходе ее эксплуатации, должны быть учтены на этапе проектирования и компенсированы в процессе изготовления. Поэтому зацепление следует проектировать как приближенное, преднамеренно вводя параболическую функцию погрешностей угла поворота ведомого звена. Практически эту функцию реализуют, вводя продольную и профильную модификацию одной из или обеих сопрягаемых поверхностей, т.е. принудительные отклонения этих поверхностей от теоретически взаимооггибаемых. Тем самым достигается локализация пятна контакта в заданной зоне поверхности зуба.

Ключевые слова: червячная передача, червячная фреза, продольная локализация пятна контакта, профильная локализация

1. Введение. Постановка задачи

Для любой реальной зубчатой передачи строгая сопряженность активных поверхностей зубьев элементов пары зацепления является скорее недостатком, чем достоинством. Неизбежные погрешности изготовления деталей, силовые и температурные деформации, возникающие в процессе эксплуатации, должны быть учтены на этапе проектирования и компенсированы в процессе производства. Поэтому зацепление следует проектировать как приближенное, преднамеренно вводя параболическую функцию погрешностей угла поворота ведомого звена в период зацепления одной пары зубьев [1]. Практически эту функцию реализуют продольной и профильной модификацией одной или обеих сопрягаемых поверхностей, т.е. таким отклонением этих поверхностей от теоретически взаимоогibaемых, которое обеспечивает локализацию пятна контакта в заданной зоне поверхности зуба.

В передачах с цилиндрическим, в частности, архимедовым червяком мгновенные линии контакта вытянуты вдоль зуба колеса, и продольная модификация поверхности зуба колеса по его длине компенсирует погрешности монтажа, т.е. взаимного расположения осей звеньев. В силовых передачах ее обычно реализуют, используя при нарезании зубьев колеса червячные фрезы с диаметром, увеличенным относительно диаметра червяка передачи. В прецизионных передачах продольная локализация контакта должна быть обеспечена увязкой допусков на погрешности монтажа в собранной передаче и в обработке зубьев колеса.

Влияние погрешностей шагов витка ведущего червяка и зубьев ведомого колеса, а также погрешности профилирования рабочего и производящего червяков, на плавность работы передачи и интенсивность контактного износа можно снизить профильной модификацией поверхностей зубьев в направлении, перпендикулярном к мгновенным линиям контакта.

Отдельные аспекты проблемы локализации контакта рассматривались в работах многих авторов, в том числе в работах [2-5]. Суть предлагаемого комплексного подхода к созданию реальной червячной передачи состоит в том, чтобы определить конструкторские и технологические задачи, отражаемые в технической документации, для регламентного изготовления червячных передач требуемой степени точности, и обеспечить получение пятна контакта, локализованного в заданной зоне поверхности зуба без дополнительной приработки пары.

2. Задачи, решаемые на этапе разработки конструкторской документации.

Основными исходными данными при проектировании червячных передач с цилиндрическими червяками являются: угол скрещивания осей, межосевое расстояние и передаточное отношение, а также тип червяка (архимедов, эвольвентный, ZN, ZK, ZT), модуль и параметры исходного контура. Эти параметры назначаются исходя из конструктивных соображений и кинематических характеристик машины. Для силовых передач с учетом требований по пе-

редаваемой мощности не менее важными являются условия работы передачи, характер нагрузки и ее продолжительность, а так же условия и тип смазки.

Исходя из функционального назначения передачи: силовая или прецизионная - конструктор назначает степень точности по ГОСТ 3675-81 либо специальные допуски по нормам кинематической точности, плавности и контакта. При этом нужно учитывать как возможности имеющегося технологического оборудования, так и влияние точности на нагрузочную способность передачи, например то, что с учетом норм пятна контакта передачи 6-7 степеней точности по нагрузочной способности превосходят передачи 10 степени точности в 1,5 раза.

Геометрический расчет, включая расчет допусков, и расчет передачи на прочность должны быть автоматизированы. Разработанная на ЭЗТМ программа WormGears, решает эти задачи и формирует таблицы параметров, наносимые на рабочие чертежи деталей.

При задании в конструкторской документации профильной и/или продольной локализации контакта необходимо уточнить размеры и характер расположения пятна контакта. Для профильной локализации конструктор должен нормировать приведенную вогнутость профилей рабочего и производящего червяков. Разработка методов реализации нормированных величин профильной и продольной локализации относится к сугубо технологическим задачам.

3. Параметры профильной локализации контакта и ее технологическое обеспечение

Плавность работы червячной передачи определяется сочетанием погрешностей шагов $f_{P_{Xr}}$ витков червяка и $f_{P_{Tr}}$ зубьев колеса. Отрицательные значения $f_{P_{Xr}}$ и положительные значения $f_{P_{Tr}}$ уменьшают фактический шаг зацепления. При этом вход в зацепление будет сопровождаться «жестким» ударом на ножке витка червяка и головке зуба колеса. Обратное сочетание погрешностей шагов приводит к «мягкому» удару в момент пересопряжения, т.е. к нагруженному контакту верхней кромки витка червяка вне штатной линии зацепления.

Оба эти явления должны быть компенсированы профильной модификацией, которая состоит в преднамеренном отклонении головок и ножек профиля зуба колеса «в тело» зуба. Задачу эту решают созданием приведенной вогнутости f профиля производящей поверхности инструмента (червячной фрезы) относительно профиля витка червяка.

Минимально необходимая величина (стрелка) f_{\max} этой вогнутости определяется из того условия, чтобы при самых неблагоприятных сочетаниях погрешностей шагов $f_{P_{Tr}}$ и $f_{P_{Xr}}$ циклическая погрешность зубцовой частоты f_{zz0r} оставалась в пределах допуска на нее f_{zz0} . Отсюда, идентифицируя погрешности шагов с допусками f_{P_t} и f_{P_x} , получаем

$$f_{\min} = (|f_{P_t}| + |f_{P_x}|) \cos \alpha - f_{zz0}. \quad (1)$$

Верхняя граница значений стрелки f_{\max} может быть определена из условия полной компенсации вероятного сочетания (квадратичной суммы) погрешностей шагов. Отсюда:

$$f_{\max} = (f_{Pt}^2 + f_{Px}^2)^{0,5} \cos \alpha. \quad (2)$$

Расчеты значений f_{\max} и f_{\min} для различных степеней точности по ГОСТ 3675-81 показали, что в соотношении с показателем плавности f_{hs} – допуск на погрешность винтовой поверхности витка червяка - требуемая величина приведенной вогнутости f должна быть установлена в диапазоне значений: $f_{hs} \leq f \leq 2,0 f_{hs}$.

Задачей технолога является реализация нормированной величины профильной локализации при формировании профилей рабочего и производящего червяков. Профили эти органически не совпадают, поскольку формируются на разных технологических операциях: для рабочего червяка - шлифование боковых поверхностей витка, для производящего червяка - это заточка передней поверхности и затылование боковых поверхностей зубьев червячной фрезы. Для каждой из этих операций необходимо найти такие наладки (правка шлифовальных кругов, установка оси круга и др.), которые в конечном итоге обеспечат заданную локализацию контакта по профилю зуба колеса. Методика расчета наладок червячно-шлифовального, затыловочного и заточного станков подробно описана в монографии [2].

Отметим, что для червячных передач 6-й и более грубых степеней точности основным средством управления относительной вогнутостью профиля производящей поверхности является регулирование параметров наладки радиально-осевого затылования боковых поверхностей зубьев. Влияние вогнутости передней поверхности зубьев необходимо учитывать только при изготовлении червячных передач 3-5 степеней точности [4].

4. Продольная локализация пятна контакта фрезами увеличенного диаметра

Целью продольной локализации контакта в червячной передаче является компенсация погрешностей монтажа в собранной передаче и в обработке зубьев колеса. Комплекс норм контакта по ГОСТ 3675-81 регламентирует допустимые значения трех пар таких погрешностей: отклонения межосевого расстояния f_{ar} и f_{acr} , отклонения межосевого угла $f_{\Sigma r}$ и $f_{\Sigma cr}$, и смещения $f_{xг}$ и $f_{xcг}$ средней плоскости колеса.

Для силовых передач 6-12 степеней точности продольную локализацию контакта, как правило, реализуют использованием для нарезания зубьев колеса фрез с диаметром d_0 , увеличенным относительно диаметра d_1 червяка передачи. Аналитические зависимости для расчета минимальной разности диаметров $\Delta d_0 = d_0 - d_1$, обеспечивающей компенсацию каждой из указанных выше погрешностей и их сочетаний приведены в работе [5].

Возможность увеличения диаметра фрезы ограничена тем условием, что на границе пятна контакта зазор Z_b между поверхностями витков рабочего червяка и зубьев колеса не должен превышать толщины ≤ 5 мкм контрольного слоя краски. Из этого условия:

$$\Delta d_{0m} = 4 Z_b d_1^2 / (K_b^2 b_2^2 \sin \alpha_{x1} \cos^3 \gamma_1), \quad (3)$$

где $K_b b_2$ – длина пятна контакта, K_b – ее отношение к ширине b_2 зуба колеса, которое для заданной степени точности регламентировано нормами ГОСТ 3675-81, α_{x1} и γ_1 – осевой угол профиля и угол подъема витка червяка.

Численный анализ показал, что в большинстве случаев значение Δd_{0m} из выражения (3) превышает разность диаметров, требуемую для компенсации погрешностей монтажа, и только для 9-10 степеней точности допуск $[f_a]$ следует ужесточить до значений $[f_a] = \Delta d_{0m} / 3,5$.

В условиях индивидуального производства изготовление специальной червячной фрезы для каждой новой передачи зачастую экономически нецелесообразно. Фрезу увеличенного диаметра приходится подбирать из числа наличных, архимедовых или эвольвентных, пренебрегая условием (3) и заведомо допуская укорочение первоначального пятна контакта.

При любом диаметре фрезы неизменным условием сопряженности передачи является равенство шагов зацепления или основных модулей червяка и фрезы на их делительных цилиндрах: $m_b = m_x \cos \alpha_x \cos \gamma_1 = m_{b0} = m_{x0} \cos \alpha_{x0} \cos \gamma_0$. Одновременно осевому профилю червяка необходимо придать некоторую расчетную выпуклость по отношению к профилю фрезы.

Технологически соблюдение этого условия наиболее просто обеспечивается корректировкой осевого угла профиля α_x червяка при сохранении равенства осевых модулей $m_x = m_{x0}$ и стандартного угла профиля фрезы. Методика подбора фрез и корректировки профиля червяка подробно рассмотрена в работе [2] и реализована как раздел программы WormGears.

Расположение пятна контакта по длине зуба колеса определяется углом $\Delta\gamma$ установки оси фрезы. Если $\Delta\gamma = \gamma_1 - \gamma_0$, то центр пятна контакта будет локализован в средней плоскости передачи. Однако для улучшения условий образования смазочного слоя его желательно сместить вдоль линии зуба к выходу червяка из зацепления на некоторую величину u_K .

Зависимость u_K от $\Delta\gamma$ не может быть выражена аналитически. В работе [2] на основе анализа условий контакта в дифференциальной окрестности точки с $u_K = 0$ она была аппроксимирована линейной функцией. Компьютерный анализ показал, что такая аппроксимация дает достаточную для практики точность, но только при малых значениях u_K . Более строго угол $\Delta\gamma$ должен определяться путем 3D-построения поверхностей рабочего и производящего червяков, виртуального нарезания зубьев колеса и моделированием зацепления в передаче. Программная реализация этого метода является насущной задачей, стоящей перед авторами.

5. Продольная локализация контакта в прецизионных червячных передачах

Точность прецизионных делительных червячных передач станочного оборудования должна соответствовать степеням 3.-5 по ГОСТ 3675-81. Чистовое нарезание зубьев колес таких передач, как правило, выполняют на мастер-станках, на которых невозможен наклон шпинделя фрезы относительно зеркала стола. При этом номинальные диаметры рабочего и произ-

водящего червяков должны совпадать между собой, а продольная локализация контакта может быть обеспечена только увязкой расположения полей допусков на межосевые расстояния в передаче a_{w1} и в обработке зубьев колеса. a_{w0} .

ГОСТ 3675-81 устанавливает на отклонения межосевого расстояния в передаче f_{ar} и в обработке f_{acr} симметричные поля допусков $\pm f_a$ и $\pm f_{ac}$, связывая их зависимостью $f_{ac}=0,75f_a$.

Известным свойством винтовой поверхности червяка (рабочего или производящего) является увеличение ее кривизны с уменьшением радиуса рассматриваемого цилиндра. Поэтому, если в собранной передаче межосевое расстояние меньше, чем в станочном зацеплении, то в любом сечении поверхность зуба колеса будет иметь меньшую продольную кривизну, чем поверхность рабочего червяка. При этом виток червяка контактирует с зубом колеса в его средней части, обеспечивая продольно локализованный контакт. В противном случае первоначальный контакт поверхностей уходит на торцовую кромку зуба колеса.

Отсюда следует, что координаты Δ средин полей допусков $\pm f_a$ и $\pm f_{ac}$ должны быть смещены друг относительно друга таким образом, чтобы при любых допустимых значениях f_{acr} соблюдалось условие $a_{w0} > a_w$. Оставляя допуск $\pm f_a$ для передачи в сборе симметричным, середину поля допуска для a_{w0} следует принять равной $\Delta_0 = [f_a] + [f_{ac}]$, а сам допуск ужесточить по сравнению с нормами ГОСТ 3675-81 до значений $\pm 0,55f_a$. При этом предельные отклонения станочного межосевого расстояния составят $f_{ac} = (1,55 \pm 0,55)f_a$.

Нормы точности зубофрезерного станка по этому параметру должны периодически контролироваться и доводиться ремонтной службой предприятия до значения $\pm 0,55f_a$, исходя из наиболее высокой степени точности колес, предназначенных к обработке.

Заключение.

Проблема синтеза реальных червячных передач с локализованным контактом так же неисчерпаема, как проблема синтеза конических и гипоидных передач с круговыми зубьями.

Библиографические ссылки

1. *Litvin F.L. and Fuentes A. Gear Geometry and Applied Theory (2-nd edition), Cambridge University Press, 2004. - 800 pp.*
2. *Сандлер А.И., Лагутин С.А., Верховский А.В. Производство червячных передач / под общ. ред. С.А. Лагутина. - М.: Машиностроение, 2008. - 272 с.*
3. *Sandler A. I., Lagutin S. A. Technique of Profile Localization of Bearing Contact in Worm Gears // Proc. of the Intern. Conference on Gears, Munich, Germany, 2010. VDI-Berichte 2108.2, - pp. 1233-1244.*
4. *Сандлер А.И. Технология профильной локализации в червячных передачах // «СТИН» Станки инструмент. – 2012. - №3. - С. 11-18.*
5. *Сандлер А.И., Лагутин С.А., Гудов Е.А. Технология продольной локализации контакта в червячных передачах // «СТИН» Станки и инструмент. – 2013. - №12. (в печати)*

PROBLEMS OF SPIROID GEAR DESIGN FOR HEAVY-LOADED LOW-SPEED GEARBOXES OF PIPELINE VALVES

T. V. Savelyeva, Design Engineer, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, tinchik@mail.ru;

A. M. Sannikov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University, alex1_87@mail.ru

Abstract: The process of spiroid gears design in gearboxes for pipeline valves is considered. The problems of some gear parameters' choice are indicated for quarter-turn and multi-turn gearboxes. Restrictions that appear during the design process of spiroid gears for pipeline valves are described.

Keywords: design of spiroid gears, gearboxes of pipeline valves

ПРОБЛЕМЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПИРОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ ТЯЖЕЛОНАГРУ- ЖЕННЫХ НИЗКОСКОРОСТНЫХ РЕДУКТОРОВ ТРУБОПРОВОДНОЙ АРМАТУРЫ

*T. V. Савельева, инженер-конструктор, Ижевский государственный технический
университет имени М.Т. Калашикова, tinchik@mail.ru;*

*A. M. Санников, аспирант, Ижевский государственный технический
университет имени М.Т. Калашикова, alex1_87@mail.ru*

Аннотация: Рассмотрен процесс проектирования спироидной передачи в редукторах трубопроводной арматуры (ТПА). Обозначены проблемы выбора некоторых параметров передачи для четверть- и многооборотных редукторов. Описаны ограничения, возникающие при проектировании спироидных передач редукторов ТПА.

Ключевые слова: проектирование спироидных передач, редукторы ТПА

Введение

В последнее время в четверть- и многооборотных редукторах ТПА широко применяются спироидные передачи, обеспечивающие высокие нагрузочные и перегрузочные моменты на выходном валу при низких скоростях вращения в повторно-кратковременном режиме работы [1]. Одним из главных этапов проектирования редуктора (в том числе и редукторов ТПА) является проектирование передачи. При этом возникают следующие проблемы: обеспечить достаточно широкий диапазон необходимых передаточных отношений, заданную нагрузочную способность передачи, минимальные габариты с учетом компоновочных и технологических ограничений. Указанные проблемы рассматриваются в настоящей статье.

1. Выбор параметров спироидных передач редукторов ТПА

Последовательность проектирования спироидного редуктора представлена на рис. 1 [1]. Не рассматривая подробно каждый из этапов, остановимся лишь на тех, которые являются определяющими при синтезе спироидной передачи.

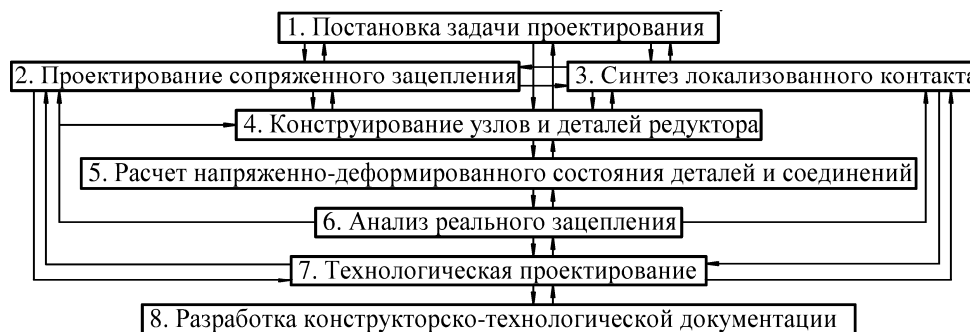


Рис. 1. Последовательность проектирования спироидного редуктора

Определение основных параметров спироидной передачи происходит на этапах *проектирования сопряженного зацепления* и *синтеза локализованного контакта (синтеза станочного зацепления)* (этапы 2 и 3).

Рассмотрим соображения и рекомендации для выбора указанных параметров.

1.1. Выбор диапазона передаточных отношений

Требуемые передаточные отношения i_{12} редуктора ТПА могут зависеть от:

1) вращающих моментов на входном T_1 и выходном T_2 валах: $T_1 = T_2 / (i_{12} \cdot \eta)$, где η - КПД редуктора. T_2 относится к исходным данным, T_1 для редуктора с ручным управлением зависит от усилия на рукоятке маховика F_M и его диаметра d_M : $T_1 = F_M \cdot d_M / 2$. F_M может быть ограничено требованиями ОСТ (например, СТО Газпром 2-4.1-212–2008 рекомендует $F_M = 150\text{Н}$), а d_M – соображениями эргономичности, согласно которым $d_{M \max} = 0,3 \dots 1,0$ м. Это дает диапазон T_1 от 45 до 150 Нм. При управлении с помощью электроприводов распространенных типов размеров $T_1 = 50 \dots 500$ Нм;

2) частот вращения входного n_1 и выходного n_2 валов: $n_1 = n_2 \cdot i_{12}$. Для работы в ручном режиме n_1 обычно ограничено 1-2 об/с, для электропривода – частотой вращения электродвигателя. Параметр n_2 определяется заданным временем открытия/закрытия $t_{0/3}$ и числом оборотов запорного узла $n_{об}$: $n_2 = n_{об} / t_{0/3}$. При этом $n_{об}$ зависит от угла поворота выходного вала: для четвертьоборотных редукторов $n_{об} = 0,25$ об., для многооборотных в зависимости от шага ходовой гайки и длины клиновой задвижки $n_{об} = 15 \dots 80$ об;

3) выполнения условия самоторможения передачи для четвертьоборотных редукторов (для многооборотных это условие обеспечивается ходовой гайкой/винтом): $f_{тр} > \text{tg}(\gamma_1) \cdot \cos(\alpha_n)$,

где $f_{тр}$ - коэффициент трения, γ_1 - угол подъема витка червяка, определяемый, в том числе, и выбранным i_{12} . Обычно данное условие выполняется при $i_{12} > 30$.

Таким образом, спектры i_{12} в четверть- и многооборотных редукторах ТПА оказываются различными. На рис. 2 показаны диапазоны изменения i_{12} для четверть- и многооборотных редукторов, построенные по данным их практического изготовления.

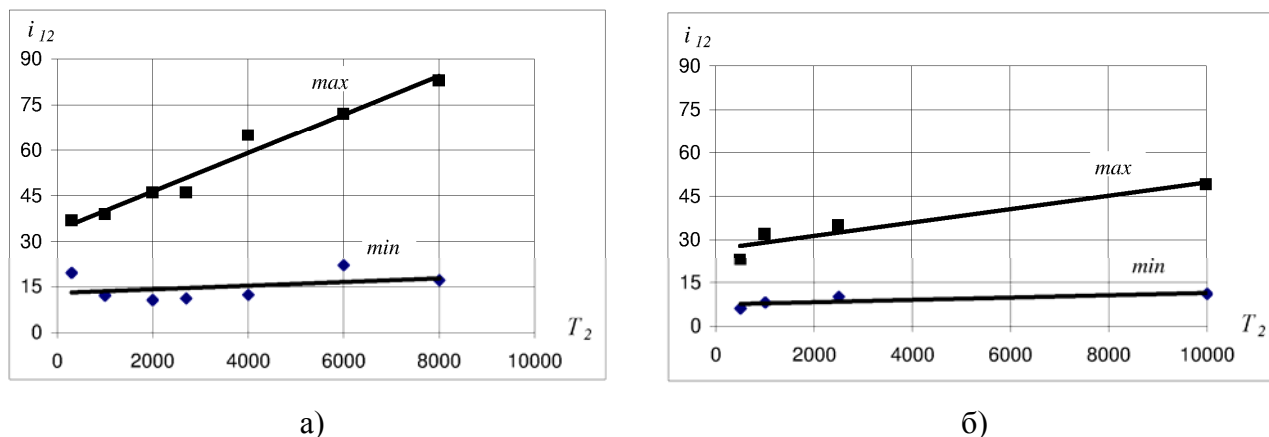


Рис. 2. График зависимости i_{12} от T_2 для четверть- (а) и многооборотных (б) редукторов ТПА

Итак, проблема выбора необходимого диапазона передаточных отношений решается с точки зрения учета комплекса факторов: максимизации КПД, минимизации размеров (себестоимости), обеспечения самоторможения, разбивки передаточных отношений для многоступенчатых редукторов, технологических возможностей.

1.2. Выбор габаритов передачи

Традиционно размеры передач определяются факторами, ограничивающими их прочность. В спироидных передачах рассматриваемых редукторов к таким факторам можно отнести изгибные поломки и пластические контактные деформации витков червяка и зубьев колеса, заедание [1]. Для выбора размеров передач не было разработано моделей, учитывающих влияние всех этих факторов в отдельности, и на практике пользуются укрупненными эмпирическими зависимостями: $T_2 = 0,00045(d_{e2})^3$ для четвертьоборотных и $T_2 = 0,0003(d_{e2})^3$ для многооборотных редукторов [1], где d_{e2} – внешний диаметр колеса.

Определив d_{e2} , при известном значении коэффициентов наружного диаметра колеса k_{e2} , внутреннего диаметра колеса k_{i2} и диаметра вершин витков червяка k_{a1} можно рассчитать межосевое расстояние a_w , внутренний диаметр колеса d_{i2} и диаметр вершин витков червяка d_{a1} : $a_w = d_{e2}/k_{e2}$, $d_{i2} = a_w \cdot k_{i2}$, $d_{a1} = a_w \cdot k_{a1}$.

Предварительно значения k_{e2} , k_{i2} , k_{a1} можно принять по рекомендациям таблицы 1, основанным на опыте проектирования спироидных редукторов ТПА.

Таблица 1. Рекомендуемые диапазоны некоторых параметров передач редукторов ТПА

Тип редуктора	k_{e2}	k_{i2}	k_{a1}
Четвертьоборотный	2,90...3,25	2,20...2,40	0,6...0,8
Многооборотный	3,30...4,30	2,50...3,30	0,9...1,4

Результаты выбора параметров спироидных передач редукторов ТПА, изготавливаемых в ООО «Механик» (г. Ижевск), приведены в таблице 2.

Таблица 2. Основные характеристики изготавливаемых передач и редукторов ТПА

№ п/п	Модель редуктора	T_2 , Нм	a_w , мм	i_{12}	k_{e2} , мм	k_{i2} , мм
четвертьоборотные						
1	РЗА-С-300	300	30,5	20, 30, 37	2,95	2,23
2	РЗА-С-1000	1000	50	12, 17, 31, 39	2,94	2,24
3	РЗА-С-2000	2000	60	11, 14, 16, 24, 46	2,92	2,30
4	РЗА-С-4000	4000	70	16, 28, 34, 53, 65	3,04	2,29
5	РЗА-С-8000	8000	90	17, 21, 25, 39, 48	2,98	2,26
6	РЗА-С-20000	20000	108	16, 24, 46	3,24	2,36
7	РЗА-С-32000	32000	130	19, 28, 55	3,08	2,23
многооборотные						
8	РЗАМ-С-500	500	28	6, 7	4,29	3,29
9	РЗАМ-С-1000	1000	40	8, 12, 17, 32	3,88	3,00
10	РЗАМ-С-2500	2500	65	8, 10, 13, 19, 35	3,45	2,62
11	РЗАМ-С-10000	10000	93	11, 14, 21, 40, 49	3,39	2,55

Как видно из таблицы 2, единый подход к выбору i_{12} и размеров передачи отсутствует, и необходимо, во-первых, разработать модели, учитывающие действие прочностных факторов, и, во-вторых, более детально и обоснованно подойти к учету ограничений при проектировании передачи.

2. Учет ограничений при проектировании спироидной передачи

2.1. Компонентные ограничения

Соотношение между параметрами передачи определяет ее нагрузочные характеристики и компоновку узлов редуктора (этап 4). При повышении нагруженности (что характерно для наиболее экономичных по массе и габаритам конструкций редукторов ТПА) обостряются компонентные ограничения, которые рационально учитывать на ранних стадиях проектирования редуктора [1, 2, 3]. Кратко опишем данные ограничения (рис. 3):

1) на выбор a_w значительное влияние оказывают диаметр сквозного отверстия под шток арматуры $D_{шт.ар.}$ (ограничения А1 и А2) и радиальные размеры подшипниковой опоры поз. 5 червяка поз. 3, расположенной внутри венца колеса поз. 2 (ограничения А1 и А5);

2) при выборе k_{a1} необходимо учитывать:

а) жесткость и прочность червяка поз. 3 (как показала практика, наиболее нагруженными оказывается зона Б1 в середине зацепляющейся части червяка и выточки Б2 для выхода шлифовального круга);

б) возможность размещения червяка поз. 3 в корпусе поз. 1 с учетом размеров ступицы колеса поз. 2 или переходника поз. 4 (ограничение А2) и обеспечивается необходимое перекрытие венца колеса нарезанной частью червяка для всех исполнений передачи;

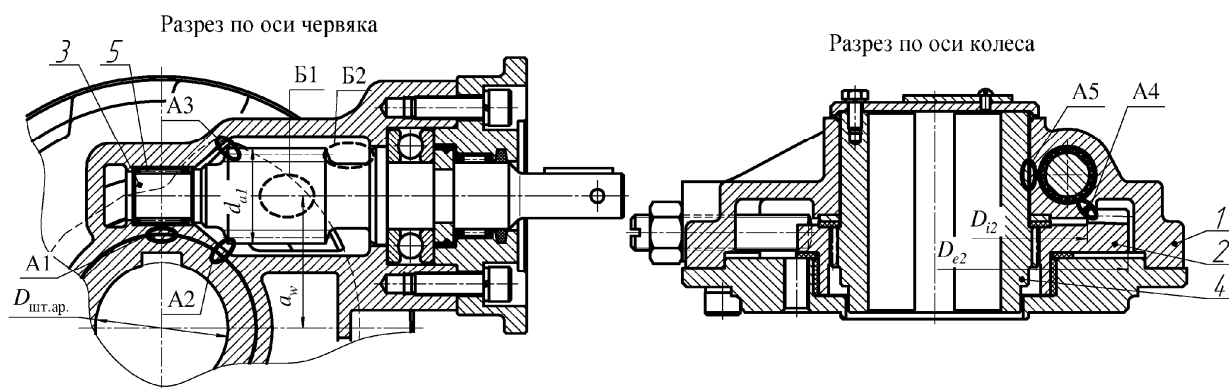


Рис. 3. Компонентные ограничения при проектировании спироидной передачи

3) при выборе d_{i2} необходимо учитывать возможность пересечения подшипниковой опоры червяка поз. 5, расположенной внутри венца колеса поз. 2, с колесом (ограничение А4).

Подробнее данные ограничения и зависимости для их учета рассмотрены в работах [2, 3].

2.2. Технологические ограничения

Также должны быть учтены технологические ограничения: пересечение поверхностей ступичной части колеса и тела фрезы, размещение заготовки колеса на зубофрезерном станке, перекрытие фрезой нарезаемой части колеса, применение имеющегося инструмента и др.

Отдельно остановимся на специфическом ограничении – использовании имеющихся спироидных фрез [4, 5], которое позволяет резко сократить номенклатуру инструмента. Для учета этого ограничения необходимо:

1) варьировать параметрами червяка в рабочем зацеплении (осевой модуль m_{x1} , коэффициенты высоты головки h_{a1}^* и ножки витка h_{f1}^* , коэффициент толщины витка S_1^* , углы в нормальном сечении по левой/правой боковой поверхности витка $\alpha_{nL/R1}$) с целью обеспечения жестко заданных соответствующих параметров фрезы. При этом, несмотря на возможное некоторое ухудшение эксплуатационных показателей передачи (до 5-7%), выгода от применения существующего инструмента очевидна [4];

2) изменять межосевой угол в обработке Σ_0 в станочном зацеплении. Степень изменения Σ_0 в комплексе с m_{x1} дает разную степень локализации контакта; при этом в процессе синтеза

локализованного контакта на поверхностях зубьев могут появиться такие дефекты, как подрезание, большой переходный участок, интерференция на переходном участке, мостовой контакт, поднутрение поверхности, которые необходимо избегать [4].

Конкретные числовые значения параметров изготавливаемых спироидных передач представлены в таблице 2. Колеса всех передач (их общее количество – 45) нарезаются с помощью 9 имеющихся на производстве фрез. Таким образом, очевиден экономический эффект от использования указанного подхода – вместо 45 фрез, которые потребовались бы для каждой из указанных передач при традиционном проектировании (с применением II принципа Оливье [6]), используется только 9; номенклатура инструмента снижена в 5 раз. Следует отметить, что применяемый принцип проектирования имеет особенности назначения параметров передач и станочных наладок. Накопленный опыт проектирования ортогональных цилиндрических спироидных передач позволяет сформулировать рекомендации по предварительному выбору некоторых параметров передач и станочных наладок редукторов ТПА, которые сведены в таблицу 3. В соответствии с этой таблицей с учетом числа заходов рабочего z_1 и производящего z_0 червяков можно предварительно принять параметры геометрии рабочего червяка ($m_{x1}, \alpha_{nL1}, \alpha_{nR1}$) в зависимости от известных аналогичных параметров используемой фрезы ($m_{x0}, \alpha_{nL0}, \alpha_{nR0}$) и угол Σ_0 при известном межосевом угле передачи $\Sigma=90^\circ$.

Таблица 3. Некоторые рекомендации по выбору параметров передач и станочных наладок

z_1	z_0	$\Sigma_0-\Sigma, ^\circ$	$(m_{x1}-m_{x0})/m_{x0}$	$\alpha_{nL0}-\alpha_{nL1}, ^\circ$	$\alpha_{nR0}-\alpha_{nR1}, ^\circ$
1	1	0,0...+0,3	-0,003...0,000	-0,01...+0,15	-0,1...+0,4
2	1	+0,4...+1,1	-0,002...+0,010	+0,15...+0,70	+0,6...+1,7
3	1	+1,0...+1,7	+0,009...+0,015	+0,80...+1,70	+2,6...+4,3
3	2	+1,0...+1,7	0,000...+0,019	+1,00...+2,00	+1,9...+3,1
4	2	+1,1...+2,9	+0,005...+0,031	+1,80...+3,50	+3,1...+6,2

Заключение

В настоящей статье выполнен анализ некоторых аспектов процесса проектирования спироидных передач редукторов ТПА и выявлены проблемы, возникающие при этом. Проектирование передачи без учета ограничений рассмотрено подробно во многих работах, компоновочные ограничения [2, 3] и проблемы использования имеющегося инструмента [4, 5] в отдельности тоже описаны, но вопрос о проектировании лучшей передачи в рамках существующих ограничений требует специального рассмотрения и является актуальным.

Библиографические ссылки

1. *Гольдфарб В.И.* [и др.]. Спироидные редукторы трубопроводной арматуры. – М.: Вече, 2011. – 222 с.
2. *Кузнецов А.С., Лукин Е.В., Иванов Д.Е.* Особенности проектирования специальных редукторов трубопроводной арматуры // Сборник докладов научно-технической конференции с международным участием «Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения». – Ижевск, 2008. – С. 245-256.
3. *Кузнецов А.С., Санников А.М., Лукин Е.В.* Проектирование тяжело нагруженных низкоскоростных редукторов трубопроводной арматуры 3-го поколения // В настоящем сборнике.
4. *Савельева Т.В.* Особенности проектирования спироидной передачи на основе унифицированного зуборезного инструмента // Интеллектуал. системы в пр-ве. – 2012. – №2. – С. 56-59.
5. *V.I. Goldfarb, E.S. Trubachev, T.V. Savelieva.* Unification of the hobs in spiroid gears // International Conference on Gears. Europe invites the World. September 14th to 16th. – Garching near Munich, Germany, 2005. – Pp. 1755-1759.
6. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. – 584 с.

RUSSIAN PERIOD OF CREATION AND DEVELOPMENT OF SCIENTIFIC SCHOOL HEADED BY PROF. F. L. LITVIN

E. V. Shalobaev, PhD, Professor, St. Petersburg National Research University of Information Technologies, Mechanics and Optics, shalobaev47@mail.ru

Abstract: Creation of the modern theory of gearing is one of the most important achievements of the world-known scientist Professor Faydor L’vovich Litvin. The author remembers and describes several stages of F.L. Litvin’s biography and his activities on creation and development of “Theoretical mechanics and device parts” Department in Leningrad Institute of Precise Mechanics and Optics.

СОВЕТСКИЙ ПЕРИОД СТАНОВЛЕНИЯ И РАЗВИТИЯ НАУЧНОЙ ШКОЛЫ ПРОФ. Ф. Л. ЛИТВИНА

Е. В. Шалобаев, к.т.н., проф., Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет информационных технологий, механики и оптики, shalobaev47@mail.ru

Аннотация: Создание современной теории зубчатых зацеплений – одно из важнейших достижений всемирно известного ученого профессора Литвина Файдора Львовича. В докладе приводятся некоторые этапы биографии Ф.Л. Литвина и его деятельности по становлению и развитию кафедры ТМ и ДП в Ленинградском институте точной механики и оптики в воспоминаниях автора.

В январе 2014 года исполняется 100 лет со дня рождения ученого с мировым именем профессора Файдора Львовича Литвина.

Основные этапы биографии Ф.Л. Литвина. Родился 21 января 1914 г. в Беларуси. Приехал в Ленинград в 1928 г., где началась его инженерно-техническая деятельность. Закончил Ленинградский политехнический институт (ЛПИ) (1937). В 1939 г. вступил в ВКП(б). В 1944 году защитил кандидатскую диссертацию в Томском политехническом институте. Преподавал в Ленинградском высшем военном командном зенитно-артиллерийском училище, которое находилось в эвакуации в Томске, имел звание капитан артиллерии. В 1944 г. награжден Почетной Грамотой маршала артиллерии Н.Н.Воронова за внедрение ноу-хау в редукторах звукоулавливающих установок. Этой наградой проф. Ф.Л. Литвин очень гордился и недаром даже поместил ее в перечень своих трудов! Вернувшись из эвакуации, служил в Ленинградской военно-воздушной академии им. А.К.Можайского, а затем

перешел в ЛПИ (1947-1964): доцент (до 1957 года), профессор, заместитель заведующего кафедрой проф. Н.И. Колчина. Ответственный секретарь комитета по зубчатым передачам при Ленинградском областном отделении Всесоюзного общества машиностроителей в 1940-1950-х годах (пред. Ф.Х. Кетов). В 1954 году в ЛПИ защитил диссертацию на соискание ученой степени доктора технических наук.

В конце 1963 года был избран по конкурсу заведующим кафедрой и перешел на работу в ЛИТМО.

Проф. Ф.Л. Литвин по поручению Ученого совета ЛИТМО провел реорганизацию кафедр теории механизмов и деталей машин в единую на тот момент кафедру приборостроительного типа (ТМ и ДП), закладывающую основы конструкторской подготовки специалистов, выпускаемых ЛИТМО.

Проф. Ф.Л. Литвин и возглавляемый им коллектив кафедры теории механизмов и деталей приборов успешно решил поставленную задачу. Была создана лабораторная база с оригинальными лабораторными установками, написаны многочисленные методические пособия, разработаны и изготовлены демонстрационные щиты и стенды, действующие модели, т. н. "прозрачные" динамические модели, отвечающие современным требованиям учебного процесса в высшей школе.

Программа по курсу «Теория механизмов и детали приборов» была признана Методическим советом Министерства высшего и среднего образования СССР типовой программой по аналогичным курсам для всех вузов страны.

Ранние работы Ф.Л. Литвина посвящены анализу зацеплений в винтовых передачах и шевинг-процессе, а затем он интенсивно занимался анализом и синтезом зацеплений в передачах с некруглыми колесами. Известность среди исследователей и специалистов принесло ему опубликование монографий: "Методы расчета при изготовлении и контроле зубчатых изделий" (совместно с Н.И.Колчиным, 1953) и "Некруглые зубчатые колеса" (1956).

Но основной заслугой Ф.Л.Литвина следует считать его работы по общей теории зубчатых зацеплений, в которых ему удалось предугадать тенденции развития аналитической теории зацеплений и создать методы анализа и синтеза, адекватные возможностям современной вычислительной техники. Частично результаты этих работ были опубликованы в первом издании монографии "Теория зубчатых зацеплений" (1960), но наиболее полное отражение они нашли во втором, существенно переработанном и расширенном издании монографии, опубликованном в 1968 году. Это последнее издание до сих пор сохранило свою актуальность в качестве энциклопедии методов и результатов

исследований. Еще во время нахождения Ф.Л. Литвина в СССР монография вышла в Венгрии и Китае.

В годы работы в ЛИТМО, кроме второго издания монографии «Теория зубчатых зацеплений», вышли из печати еще два больших научных труда «Проектирование механизмов и деталей приборов» (1973), «Расчет и конструирование механизмов и деталей приборов» (1975), а так же «Справочник конструктора точного приборостроения» (1964) под редакцией проф. Ф.Л.Литвина и при его участии как автора (работа была еще начата в ЛПИ). Среди авторов справочника такие авторитетные ученые как: Э.Л. Аксельрад, В.А. Бурков, В.Н. Горский, Э.М. Идельсон, Б.А. Константинов, Н.Г. Кроль, В.В. Кулагин, М.В. Кухарев, Л.Я. Либуркин, Ф.Л. Литвин, Л.М. Маликов, И.М. Сивоконенко, А.С. Смирнов, Г.А. Смирнов, Д.Ф. Тищенко, Н.Б. Фирун, А.В. Фролова, Л.М. Халфин, Я.М. Цейтлин, И.В. Шевченко-Грабский, К.Н. Явленский, А.Д. Якушев.

Проф. Я.М. Цейтлин посвятил кафедре ТМ и ДП пару стихотворных строк, которые заканчивались словами:

"... кафедра Литвина - есть целое, а не детали!"

Отличительной особенностью научных работ Ф.Л.Литвина всегда была и остается ярко выраженное желание увязать теорию с практической деятельностью.

Наиболее характерным и памятным для автора примером был ряд НИР, выполненных по хоздоговорам с автомобильными заводами, обеспеченными импортным зуборезным оборудованием, которое требовало применения специальных наладок, за что необходимо было заплатить реальным золотом. Нужно отметить, что тогда не было персональных компьютеров, были - алгоритмический язык - АКИ-400 и вычислительные машины коллективного пользования серии ЕС. В результате указанные наладки не только были расшифрованы, но разработанные методики даже не требовали пробных нарезаний колес.

Ответственным исполнителем по данным темам был любимый ученик и фактически младший соратник Ф.Л.Литвина - кандидат технических наук, старший научный сотрудник Е.И.Гутман, выпускник ЛИТМО (1970), который в течение многих лет является ведущим научным сотрудником известнейшей американской фирме MTS (штат Миннесота)...

Автор данного материала впервые появился на кафедре ТМ и ДП в 1968 году, когда начал слушать лекции по курсу "Теория механизмов и детали приборов". Лекции проф. Литвина были очень интересны, да к тому же подавались весьма артистически. Непременным их атрибутом были т. н. "прозрачные модели", которые демонстрировали работу механизма в динамике, благодаря кодоскопу. Были здесь и обычные объемные модели механизмов. Оригинальным было и то, что лектор писал формулы на прозрачной

пленке фломастером и показывал их через тот же кодоскоп. Этим достигался определенный эффект сопричастности студентов к материалу, излагаемому лектором. Были здесь и обычные плакаты. Все эти технические средства обеспечивали кафедральные лаборанты. Эти лекции практически никто не пропускал без уважительных причин. Контроль за усвоением лекционного материала проводился через кабинет технических средств обучения (ТСО), созданный тогда в ЛИТМО доц. И.А. Высокодворским. На экране персонального проектора появлялся тест, предлагаемые ответы были пронумерованы. Нажатием соответствующей кнопки получали ответ положительный или отрицательный.

Большое внимание на кафедре уделялось студенческой научной работе. Многие из выполненных в 60-70 годах студенческие НИР были отмечены дипломами, а созданные макеты демонстрировались на лекциях и практических занятиях.

В 1973 году за лучшую организацию НИР студентов в ЛИТМО отмечено 6 кафедр (2 из них на факультете точной механики и вычислительной техники - ФТМиВТ). В этот год ФТМиВТ занял второе место по НИРС в институте, а одной и двух лучших кафедр ЛИТМО стала кафедра ТМ и ДП.

В этом же году во Всесоюзном конкурсе-смотре работ студенческих научных обществ по итогам 1973 года участвовала работа "Аналитическое исследование пространственных механизмов" (автор - студент Р. Джамалов, научный руководитель - проф. Ф.Л. Литвин).

Все приведенное здесь необходимо для понимания того, как активно привлекались студенты для работы на кафедре общинженерного профиля и как увязывались студенческие работы с НИР кафедры.

В мае 1972 года придя на кафедру ТМ и ДП в качестве инженера НИСа, автор стал работать под непосредственным руководством проф. Ф.Л.Литвина. Профессор (а он был на кафедре всего один и, говоря - профессор, все подразумевали только Ф.Л.) в 9 часов утра звонил на кафедру и спрашивал о том, все ли на своих рабочих местах. Приходил к 10 часам и до двух часов дня работал в кабинете, там же и обедал. Потом осуществлял прием сотрудников, которые докладывали о своей работе. В шесть вечера уходил домой. На работу и с работы шел пешком, во время этого променада его сопровождал один из сотрудников, с которым профессор вел беседу на интересующую его научную тему.

Жил Федор Львович в элитном доме на площади Революции (ранее и ныне Троицкая площадь), его двухкомнатная квартира находилась на 5-м этаже. А на четвертом жил лидер коммунистов города и области Георгий Васильевич Романов. В феврале 2013 года была открыта памятная доска, посвященная бывшему члену Политбюро ЦК КПСС и 1-му секретарю Ленинградского обкома партии. Федор Львович рассказывал, что они встречались

почти каждое утро у почтовых ящиков, где забирали газеты. Кстати, ковровая дорожка шла по лестнице лишь до 4-го этажа. А внизу сидел милиционер, который всегда интересовался тем, кто и к кому идет в гости, что несет. Иногда звонил жильцу и спрашивал о том, ждет ли тот гостей. Квартиру профессор получил по ходатайству ректора ЛИТМО проф. С.П.Митрофанова, бывшего главного технолога ГОМЗа и секретаря ЛОК КПСС по промышленности, который и сам жил на той же лестничной площадке и на том же этаже. Здесь необходимо отметить, что С.П.Митрофанов за создание и внедрение группового метода в технологии удостоен Ленинской премии.

В 1973 г. многотиражная институтская газета "Кадры - приборостроению" (номер от 19 апреля) опубликовала заметку инженера кафедры ТМ и ДП Е.В. Шалобаева "Взаимная польза", в которой рассказывалось о встрече представителей кафедры во главе с проф. Ф.Л. Литвиным со студентами в клубе общежития. Такие встречи были традиционными, их целью было привлечение студентов к научной деятельности кафедры.

Федор Львович приглашал на кафедру преподавать специалистов из промышленности, таковыми были В.И. Малеин, В.М. Смирнов, Р.М. Рагузин.

Доцент Владимир Михайлович Смирнов впоследствии привнес много полезного в дело конструкторской подготовки студентов и до своей смерти работал на кафедре. Доцент Рэм Михайлович Рагузин, тоже конструктор на ЛОМО, к сожалению, немного работал непосредственно на кафедре, но встречая его на различных юбилейных мероприятиях, например на 110-летию университета (2010), автору было приятно вспомнить 1970-е годы на кафедре ТМ и ДП "времен Литвина".

В 1960-1970-е годы профессор Ф.Л. Литвин был научным руководителем Ленинградского филиала семинара по теории механизмов и машин при Доме ученых им. М. Горького. Всесоюзным семинаром по ТММ руководил академик АН СССР И.И. Артоболевский. Заседания проходили в великокняжеском особняке на набережной Невы с периодичностью - раз в месяц. Явка для преподавателей, инженеров НИСа и аспирантов кафедры была обязательной. Обычное место заседаний – т.н. дубовый зал. Для автора памятли жаркие дискуссии, которые велись на этих заседаниях.

Именно здесь автору довелось сделать свой первый публичный доклад в такой высокопрофессиональной аудитории. Работа была совместным трудом с Ф.Л. Литвиным, Е.И. Гутманом и Ю.А. Юрьевым. Ее рекомендовали к публикации в журнале "Известия вузов СССР. Приборостроение", которая и была реализована в 1975 году. Об этой работе соавторы (Е.В. Шалобаев и Е.И.Гутман) тепло вспоминали в феврале 2013 года, когда встретились в Санкт-Петербурге после 35-летней разлуки.

Здесь необходимо вспомнить, как писались статьи совместно с Федором Львовичем. Первый вариант статьи приносили профессору, который переписывал статью от руки уже со своими исправлениями. Затем статья вновь перепечатывалась и вновь отдавалась на редактирование, и так несколько раз. При этом Федор Львович очень трепетно относился к авторучке. Она должна была писать легко и чернила не должны быстро засыхать. О серьезности отношения к авторучке говорит факт обращения на завод "Союз". Профессор сам фильтровал чернила. Автору пришлось дойти до главного инженера, который вникнув в рекламацию, всего за полчаса решил вопрос и, возвращая авторучку назад, пожелал "товарищу профессору творческих успехов".

В начале 1973 года на базе ЛИТМО состоялся научный симпозиум "Геометрия зубчатых зацеплений", фактически посвященный 60-летию со дня рождения проф. Ф.Л. Литвина, который и был руководителем оргкомитета. Ученым секретарем оргкомитета был молодой доктор наук В.В. Шульц. Автору данных строк, тогдашнему инженеру НИСа кафедры ТМ и ДП, довелось быть техническим секретарем симпозиума. Так началось его работа по организации подобных научных мероприятий (1991, 1997, 2000, 2001, 2002, 2010, 2011).

Запомнилась красочная фраза Ф.Л. Литвина в ответ на поздравления: "благодарю за поздравление в связи с *постигшим* меня юбилеем". Федор Львович всегда любил такие изящные и образные высказывания. Эту мысль позволяет развить дальше рассказ проф. М.Г.Сегалю (Саратов). Будучи первым оппонентом на защите его докторской диссертации, Федор Львович начал свое выступление толкованием термина "оппонент" - "*человек, бегущий за колесницей триумфатора и бросающий в него грязью*". Все члены совета, да и сам диссертант, напряглись, ожидая разгромного отзыва, но Литвин улыбнулся и добавил, что главное в этой цитате слово "*триумфатор*", а не "*грязь*". И все облегченно вздохнули, естественно, включая и диссертанта.

Важно подчеркнуть, что Федор Львович за свои научные и методические труды, а так же за педагогическую деятельность и в связи с 60-летием со дня рождения был награжден Орденом "Знак Почета".

В 1970-е годы проф. Ф.Л. Литвин подготовил для ФПК ЛИТМО и с успехом читал оригинальный курс "Избранные вопросы ТМ и ДП". Среди слушателей была и Майрам Акаева, жена будущего президента Киргизии Аскара Акаева, которая в своих мемуарах "У надежды не бывает ночи. Записки жены президента" (2003) очень тепло отзывалась о Ф.Л. Литвине и кафедре. Ассистировали профессору его ученики, которые проводили со слушателями ФПК практические и лабораторные работы (в их числе был и автор этих строк). Автор с удовольствием довел до проф. Ф.Л. Литвина хвалебные строки М.Д.Акаевой,

касающиеся обучения на ФПК ЛИТМО, собственно коллектива кафедры ТМ и ДП и, конечно, относящиеся к самому заведующему. Приятно отметить, что среди слушателей ФПК ЛИТМО в 1977 году был и проф. В.И. Гольдфарб, нынешний вице-президент Международной федерации по науке о механизмах и машинах, директор Института механики и заведующий кафедрой Ижевского государственного технического университета.

В те далекие 1970-е годы защита диссертаций шла на общих ученых советах факультетов, а не специализированных советах по защитам диссертаций. В состав членов ученых советов факультетов входили и представители от общественных организаций (партбюро, профбюро, бюро ВЛКСМ). На этом совете защитили диссертации многие ученики проф. Ф.Л. Литвина, в том числе аспиранты из Болгарии.

В 1978 году в связи с большим числом болгарских студентов, аспирантов и стажеров ЛИТМО стал первым ленинградским вузом - коллективным членом Общества советско-болгарской дружбы (ОСБД). Каждый год в мае в Генконсульстве Болгарии проходил прием, на который приглашали представителей ОСБД различных организаций и учреждений, в том числе и ЛИТМО, а так же представителей прессы, в том числе и вузовских многотиражек. Коллектив ЛИТМО был награжден Дипломом ОСБД за большую работу в этом направлении.

Среди болгар, защитивших диссертации под руководством проф. Ф.Л.Литвина, были К.Минков (Н.Петров), Х. Маринов, Д. Гончарова, М. Джамбазов, П. Парушев, С. Ганчев, Д. Утев, К. Георгиев и другие.

В 1976 году на кафедре с визитом побывал ученый с мировым именем американский проф. Ф. Кроссли, вице-президент Международной федерации по ТММ (IFTоММ). Несмотря на свое американское гражданство, ученый постоянно жил в Германии (в ФРГ), поэтому Ф.Л.Литвин привлек к работе с гостем ст. преподавателя Ю.А.Юрьева, блестяще знающего английский язык, и аспиранта Е.В. Шалобаева, который специализировался в немецком языке и совсем недавно (в 1974-м) был в Германии (в восточной ее части, в тогдашней ГДР). В благодарность за работу проф. Ф. Кроссли пригласил обоих на стажировку в Германию.

Вот перечень некоторых учеников проф. Ф.Л.Литвина, которые играли или играют большую роль в области образования и науки в России и других странах:

- Н. Петров-К. Минков — директор Института механики и биомеханики БолгАН (София)
- Р. Джамалов — проректор Нефтяной академии (Азербайджан, Баку)
- Ф. Ангельшток — зам. директора Полицейской академии (Таллинн, Эстония)
- Е.В. Шалобаев — директор Академии методов и техники управления (Россия, СПб., НИУ ИТМО)

- П. Парушев — вице-ректор Геологической академии (Чешская Республика, Прага)
- А.Б. Кикин — зам. декан факультета ГУТиД (Россия, СПб.)
- А.М. Политавкин — и.о. заведующего кафедрой ТМ и ДП (СССР, ЛИТМО);
- К.И. Гуляев — заведующий кафедрой ТМ и ДП (СССР, ЛИТМО-СПб ГИТМО);
- Б.П. Тимофеев — заведующий кафедрой ТМ и ДП - Мехатроника (СССР-РФ, СПб ГИТМО);
- М.А. Ноздрин — и.о. заведующего кафедрой Мехатроника (РФ, СПб НИУ ИТМО).

За время работы в Советском Союзе проф. Ф.Л. Литвин подготовил 48 кандидатов наук (еще двое его аспирантов защитились после его отъезда за границу - А. Миллер (фактическим руководителем был доц. В.Д. Брицкий) и Е.В. Шалобаев, формальным руководителем проф. Б.П. Тимофеев, а фактическим - проф. В.Е. Старжинский). Среди учеников Ф.Л.Литвина, работающих в странах СНГ, пять докторов наук.

В 1979 году проф. Ф.Л. Литвин, уже находясь на пенсии, эмигрировал в США, где работал профессором Иллинойского университета (Чикаго) и одновременно — директором и научным руководителем Лаборатории зубчатых зацеплений. Официальная причина эмиграции - воссоединение с семьями сына и дочери.

Значительным событием в научной жизни России стал семинар, прошедший в Москве на базе МИЭМ, который был посвящен 90-летию проф. Ф.Л. Литвина (18 окт. 2003). Для встречи с патриархом зубчатой науки приехали ученые из многих городов России (Москва, Санкт-Петербург, Челябинск, Златоуст, Ижевск и др.), Беларуси (Минск; Гомель).

На семинаре присутствовали - проф. Г.И. Шевелева, проф. П.К. Попов, проф. Б.А. Лопатин, проф. А.В. Верховский, проф. Д.Т. Бабичев, проф. А.Э.Волков, проф. В.И. Медведев, проф. В.Н. Сызранцев, проф. В.Е. Старжинский, проф. Е.В. Шалобаев, проф. О.Н. Цуканов, проф. Е.С. Трубачев, И.А. Копф, В.И. Парубец, Э.В. Барановский, А.В. Береснева, Э.Д. Браун и другие.

Приведенный выше материал – краткая иллюстрация активной научной и организационной деятельности проф. Ф.Л. Литвина, его громадных заслуг в становлении и развитии науки о зубчатых зацеплениях. Кстати, в течение более 30 лет проф. Ф.Л. Литвин является самым цитируемым в мире автором в области зубчатых передач.

CALCULATION OF PARAMETERS OF REINFORCING FILLER AT OPTIMIZATION OF FRICTIONAL AND MECHANICAL CHARACTERISTICS OF COMPOSITE GEARS

S. V. Shilko, PhD in Engineering, Associated Professor,

Metal-Polymer Research Institute (MPRI), shilko_mpri@mail.ru;

V. E. Starzhinsky, DSc in Engineering, Professor, MPRI, star_mpri@mail.ru;

E. M. Petrokovets, Metal-Polymer Research Institute, katya_petro@mail.ru;

M. V. Zernin, PhD in Engineering, Ass. Prof., Bryansk State Technical University,

zerninmv@mail.ru

Abstract: The tests of composite gears made of textolite, glass- and carbon-reinforced plastics testify that reinforcing of polymeric materials by high-strength particles or fibers, including nanosized ones, allows us to raise several times a durability as a result of simultaneous improvement of tribomechanical properties. Using of the reinforcing theory and finite-element modeling of machine parts with complex geometry creates preconditions for calculation of filler parameters at a gears design without long tests. The results of similar study for gears made of polymer materials filled by glass and carbon particles as well as arbitrary directed short fibers are discussed. An original three-level (micro, meso, macro) method of composite structures analysis is used for the optimal reinforcing problem solution. Recommendations about use of the developed method and a choice of matrix materials and filler are given.

Keywords: composite materials, optimal reinforcing, three-level calculation method, tribomechanical properties

РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ АРМИРУЮЩЕГО НАПОЛНИТЕЛЯ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ ФРИКЦИОННО-МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК КОМПОЗИТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

С. В. Шилько, кандидат технических наук, доцент,

Институт механики металлополимерных систем НАН Беларуси, shilko_mpri@mail.ru;

В. Е. Старжинский, доктор технических наук, профессор,

Институт механики металлополимерных систем НАН Беларуси, star_mpri@mail.ru;

Е. М. Петроковец, Институт механики металлополимерных систем НАН Беларуси,

katya_petro@mail.ru;

М.В. Зернин, кандидат технических наук, доцент,

Брянский государственный технический университет, zerninmv@mail.ru

Аннотация: Результаты испытаний композитных колес из текстолита, стекло- и углепластиков свидетельствуют о том, что армирование полимерных материалов высокопрочными частицами или волокнами, в т.ч. наноразмерного уровня, позволяет в несколько раз повысить ресурс передачи в результате одновременного улучшения триботехнических и механических свойств. Использование теории армирования совместно с конечноэлементным моделированием деталей геометрически сложной формы создает предпосылки для расчета параметров наполнителя на стадии проектировании зубчатых передач без проведения длительных ресурсных испытаний. Обсуждаются результаты подобных исследований для зубчатых колес из полимерных материалов, наполненных частицами и произвольно ориентированными короткими волокнами из стекла и углерода. Для решения задачи оптимального армирования использован оригинальный трехуровневый (микро, мезо, макро) метод расчета композитных конструкций. Даны рекомендации по использованию разработанного метода, выбору матричных материалов и наполнителя.

Ключевые слова: композитные материалы, оптимальное армирование, трехуровневый метод расчета, трибомеханические характеристики

Введение

В связи с широким использованием полимерных композитов для изготовления элементов приводов, т.ч. зубчатых колес (ЗК), актуальна задача оптимизации состава указанных многокомпонентных материалов, включая определение содержания и формы частиц наполнителя, исходя из заданной геометрии и условий нагружения детали. Данная процедура представляет собой серию расчетов на прочность и износостойкость при варьировании параметров наполнителя до удовлетворения заданному критерию прочности, износостойкости или их суперпозиции с весовыми коэффициентами. Существующие инженерные методы расчета трибосопряжений (например, [1,2]) базируются на компактных математических зависимостях, полученных из аналитического решения контактных задач для тел канонической, как правило, цилиндрической формы [3]. Во многих случаях они дают приемлемую точность определения контактной жесткости, прочности, размеров области контакта и т.д. Но при проектировании деталей сложной формы, включая ЗК, из неоднородных и физически нелинейных полимерных композитов, необходима их дискретизация конечными и граничными элементами. Кроме того, в связи с многопараметрической оптимизацией материала возникает проблема получения исходных данных (модулей упругости, пределов прочности и текучести, параметров скоростной чувствительности, интенсивности изнашивания) анализируемых композитов для различных параметров армирования. Так как экспериментальное получение исходных дан-

ных для большого числа возможных рецептов материалов является дорогостоящей и длительной процедурой, необходимы методы их расчетного определения. Ниже показано, что решение названных проблем возможно путем многоуровневого моделирования с разделением этапов расчета механических характеристик композита и конструкции на его основе.

1. Методы повышения эффективности оптимизационных расчетов композитных ЗК

В качестве примера рассмотрим трехуровневый (микро, мезо, макро) расчет зубчатых колес из дисперсно-армированных композитов, получаемых наполнением полимеров относительно жесткими частицами и короткими волокнами, что технологично и обеспечивает кратное повышение ресурса зубчатой передачи за счет одновременного повышения прочности износостойкости [4-6].

1.1. Расчетное определение упруго-прочностных характеристик дисперсно-армированного материала

Для решения проблемы получения исходных данных о деформационно-прочностных свойствах оптимизируемого материала зубчатых колес, наряду с простейшими зависимостями в виде правила смесей, могут быть использованы теоретические зависимости механики композитов [7]. Так, в работе [8] описан подход, позволяющий определять эффективные механические характеристики дисперсно-армированного композита в широком диапазоне варьирования упругих параметров материала полимерной матрицы, наполнителя и межфазного слоя, а также объемной доли, формы и размеров частиц наполнителя, в т.ч. наноразмерного уровня. С этой целью применяются двухфазная (а), трехфазная (б) и четырехфазная (в) структурные модели, в той или иной степени отражающие неоднородность рассматриваемых материалов (Рис. 1).

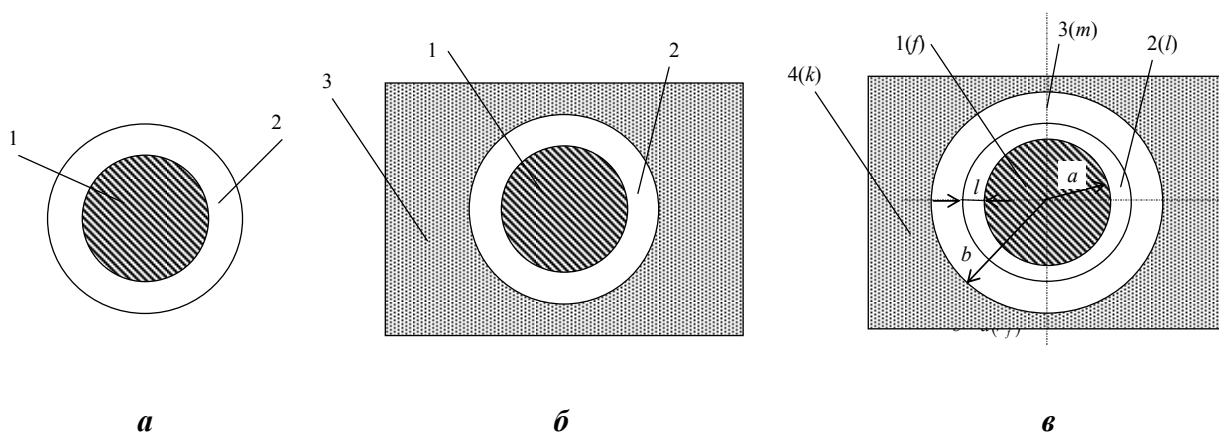


Рис. 1. Модели дисперсно-армированных композитов: 1 – наполнитель; 2 – матрица;
3 – композит; 4 – окружающий объем композита.

При использовании трехфазной модели структуры композита обеспечивается приемлемая точность прогнозирования эффективных свойств полимера при объемном содержании на-

полнителя до 50%, что охватывает практически все марки конструкционных композитов. Важно, что при среднем радиусе частиц наполнителя в диапазоне от 10 нм до 100 мкм межфазный слой оказывает существенное влияние на жесткость композита и его толщину целесообразно определять максимально точно, применяя процедуру идентификации применяемой мезомеханической модели по экспериментальным данным.

1.2. Уточненное описание контактного деформирования материала зубчатого колеса с учетом физической нелинейности полимерной матрицы

Нелинейность диаграммы деформирования материала полимерных зубчатых колес, типичный вид которой показан на Рис. 2, хорошо описывается методом конечных элементов (КЭ), в первую очередь, его вариантами, не требующими перестройки матрицы жесткости в процессе итерационного поиска решения. К ним относятся дополнительные напряжения и деформации. Так как каждый из указанных вариантов накладывает существенные ограничения на свойства материалов, предлагается их модификация [9].

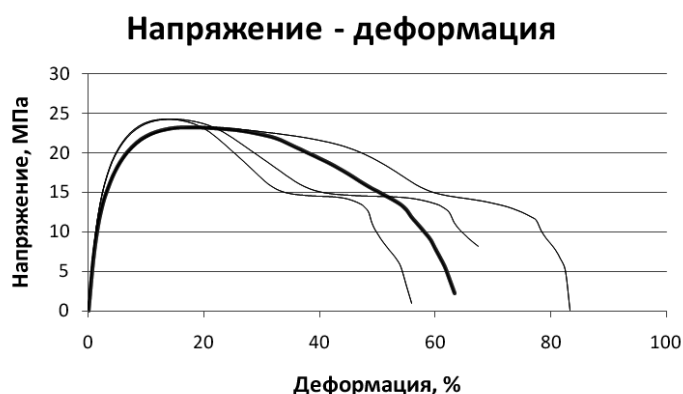


Рис. 2. Нелинейная диаграмма деформирования полимерного материала.

При реализации метода конечных элементов в случае линейной упругости материала задача сводится к решению системы линейных уравнений с n неизвестными, где n – число степеней свободы расчетной схемы $\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}$,

где $\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \dots \end{Bmatrix}$ – вектор напряжений; $\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \dots \end{Bmatrix}$ – вектор деформаций; $[D]$ – матрица жест-

кости.

Как отмечено выше, особенность решения задач о контактном взаимодействии полимерных зубчатых колес состоит в существенной нелинейности упругих свойств материала поверхностного слоя, что при конечноэлементной аппроксимации учитывается матрицей жесткости с переменными коэффициентами $\{\sigma\} = [D(\{\varepsilon\})] \cdot \{\varepsilon\}$.

Предполагая на каждой итерации $[D(\{\varepsilon\})] = const$, можно свести исходную задачу к последовательности линейных задач, корректируя на каждой итерации матрицу $[D]$. Этот метод находит применение при решении задач пластичности, но при его использовании приходится на каждой итерации решать полную систему разрешающих уравнений в связи изменением матрицы жесткости $[D]$.

В работе были рассмотрены более эффективные методы, не требующие перестройки системы разрешающих уравнений на каждой итерации с представлением свойств конечных элементов в виде $\{\sigma\} = [D](\{\varepsilon\} + \varepsilon_0(\{\varepsilon\}))$. При $\varepsilon_0(\{\varepsilon\}) = const$ на каждой итерации нелинейная задача сводится к последовательности решений линейных задач с начальной деформацией (метод дополнительных деформаций). При описании нелинейных свойств конечных элементов в виде $\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} - \sigma_0(\{\varepsilon\})$, при $\sigma_0(\{\varepsilon\}) = const$ на каждой итерации нелинейная задача сводится к последовательности решений линейных задач с начальным напряжением (метод дополнительных напряжений).

С целью повышения скорости сходимости в работе [9] был предложен комбинированный метод, учитывающий нелинейность полимерного материала в виде $\{\sigma\} = [D] \cdot (\{\varepsilon\} + \varepsilon_0(\{\varepsilon\})) - \sigma_0(\{\varepsilon\})$. Это позволяет провести факторизацию матрицы жесткости и уменьшить время решения задачи, что нельзя сделать в методе дополнительных параметров. На Рис. 3 показана сходимость рассматриваемого алгоритма для решения контактной задачи с известной площадкой контакта с использованием КЭ с реальными свойствами. При этом задача была решена с различными вариантами значений коэффициентов матрицы $[D]$, а также различными вариантами приложения внешней нагрузки по частям и всей сразу. Из Рис. 3 следует, что для всех рассмотренных вариантов результат решения остался неизменным, что свидетельствует о высокой устойчивости решения.

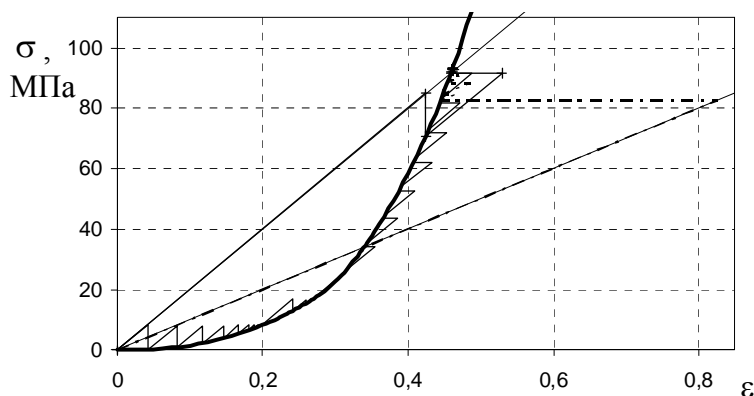


Рис. 3. Сходимость комбинированного метода.

Для заданных свойств конечного элемента методы дополнительных напряжений и деформаций в отдельности не обеспечили устойчивого результата.

Если нелинейность обусловлена свойствами материала (Рис. 4), записываются выражения, связывающие интенсивности деформаций и напряжений. На текущей итерации определяют векторы напряжений и деформаций; вычисляют интенсивность напряжений и деформаций; по известной зависимости $\sigma_i = \Phi(\varepsilon_i)$ находят ε_0 и σ_0 ; вычисляют векторы начальных напряжений и деформаций для следующей итерации $\varepsilon_0(\{\varepsilon\}) = const$ и $\sigma_0(\{\varepsilon\}) = const$.

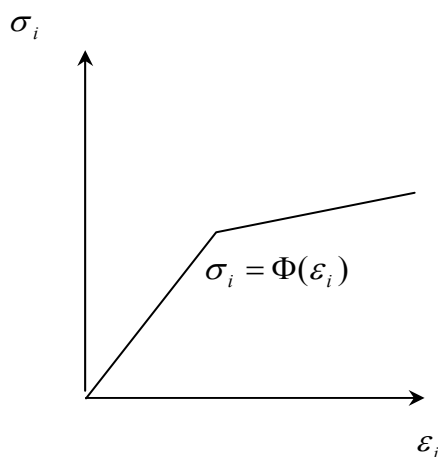


Рис. 4. Пример физической нелинейности материала.

Таким образом, можно решать физически нелинейные контактные задачи, не перестраивая матрицу жесткости от итерации к итерации.

3. Пример расчета

Для оптимизации параметров армирования материала композитного колеса цилиндрической зубчатой передачи с модулем зацепления $m = 3,5$ мм рассматривали контакт повторяющегося фрагмента колеса и жесткого кругового цилиндра эквивалентного радиуса $R = 2,3$ мм, моделирующего металлическую шестерню, для двух характерных моментов зацепления. К цилиндру прикладывалось усилие $F = 10$ Н/см по нормали к эвольвентному профилю зуба с координатами, приведенными в работах [2,3] и в предположении плоской деформации определяли максимальные эквивалентные и контактные напряжения, которые сравнивали с предельными значениями по критериям контактной (Рис. 5а) и изгибной (Рис. 5б) прочности соответственно.

Исходные данные для оптимизации ЗК из дисперсно-армированного композита (матрица – полиамид, наполнитель – стекловолокно) с учетом деформируемого межфазного слоя по методике [12,13] включали модуль Юнга материала матрицы $E_m = 2$ ГПа; коэффициент Пуассона материала матрицы $\nu_m = 0,45$; предел текучести материала матрицы $\sigma_m = 50$ МПа; мо-

дугль Юнга материала наполнителя $E_f = 70$ ГПа; коэффициент Пуассона материала наполнителя $\nu_f = 0,2$; параметр анизотрии χ (отношение малой оси эллипсоида, моделирующего частицу наполнителя, к его большой оси) задавался равным 0,1; объемная доля наполнителя $V_f = 0,05 \div 0,35$; модуль Юнга материала межфазного слоя $E_l = 1$ ГПа; коэффициент Пуассона материала межфазного слоя $\nu_l = 0,4$; предел текучести материала межфазного слоя $\sigma_l = 100$ МПа; относительный объем межфазного слоя q (отношение объема слоя к объему наполнителя) варьировался в пределах $0,001 \div 0,1$. Результаты расчета модуля упругости, коэффициента Пуассона и предела текучести композита приведены в Табл. 1.

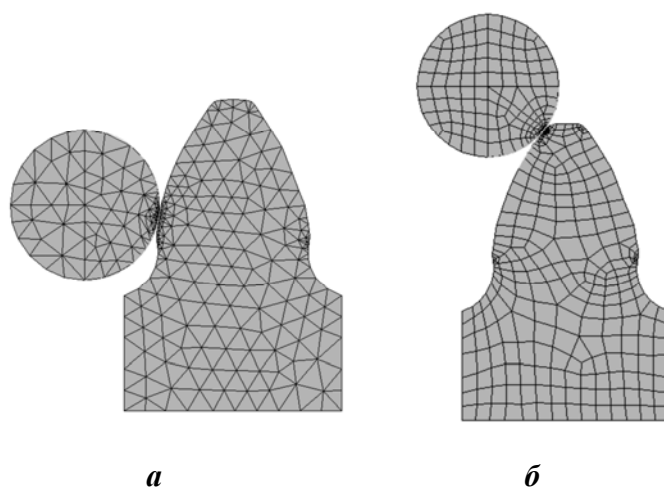


Рис. 5. КЭ модели контакта зубчатых колес в полюсе зацепления (а) и вершине зуба (б).

Таблица 1. Упругие модули композита для различного объемного содержания наполнителя для параметра межфазного слоя $q = 0,1$

V_f	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,70
E_c , ГПа	2,4	2,8	3,3	3,8	4,4	5,0	5,6	13,9
ν_c	0,445	0,439	0,433	0,426	0,421	0,415	0,409	0,369

С использованием расчетных исходных данных были получены распределения контактного давления и эквивалентного напряжения, определяющего наступление пластических деформаций при достижении предела текучести материала в приповерхностном слое. Максимальные значения указанных напряжений для различного объемного содержания наполнителя для относительного объема межфазного слоя $q = 0,1$ приведены в Табл. 2. При уменьшении параметра $q = 0,001$ повышение объемного содержания наполнителя до предельной величины $V_f = 0,70$ вызывает более значительное (почти в 3 раза) увеличение максимального контактного давления и еще более существенное (более чем в 5 раз) эквивалентного напряжения.

Таблица 2. Результаты конечноэлементного анализа напряженного состояния в контактной области и приповерхностном слое ($q = 0,1$)

V_f	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,70
p , МПа	5,87	6,24	6,55	6,81	7,06	7,37	7,58	9,29
σ_{eqv} , МПа	52,4	56,2	59,1	61,8	64,4	67,4	69,6	87,3

Заключение

В работе показана эффективность многоуровневого анализа напряженного состояния зубчатых колес из дисперсно-армированных композитов, позволяющего учесть неоднородность материала, нелинейность деформирования полимерной матрицы и реальную геометрическую форму сопряжения без привлечения значительного объема экспериментальных данных и вычислительных ресурсов. Метод позволяет оптимизировать параметры армирования (форму, размеры и содержание наполнителя), исходя из контактной и изгибной прочности зубчатого колеса.

Библиографические ссылки

1. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. // М.: Машиностроение. – 1977. – 526 с.
2. Справочник по триботехнике / Под общ. ред. М. Хебды, А.В. Чичинадзе. В 3 т. М.: Машиностроение. – 1989. – 400 с.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия // М.: Мир. – 1989. – 509 с.
4. Шилько С.В., Старжинский В.Е. Расчет износостойкости зубчатой передачи с колесами из армированных композиционных материалов // Трение и износ. – 1993. – Т. 14, № 3. – С. 444–451.
5. Старжинский В.Е., Шалобаев Е.В., Шилько С.В. и др. Элементы привода приборов. Расчет, конструирование, технологии / Под общ. ред. Ю.М. Плескачевского. Минск: Беларуская навука. – 2012. – 769 с.
6. Шилько С.В., Старжинский В.Е., Петроковец Е.М., Черноус Д.А. Двухуровневый метод расчета трибосопряжений из дисперсно-армированных композитов: Часть 1. // Трение и износ. – 2013. – Т. 34, № 1. – С. 82–86.
7. Кристенсен Р. Введение в механику композитов // М.: Мир. – 1982. – 334 с.
8. Черноус Д.А., Шилько С.В., Панин С.В. Анализ механического поведения дисперсно-армированного нанокompозита. Метод расчета эффективных упругих характеристик // Физическая мезомеханика. – 2010. – Т. 13, № 4. – С. 85–90.
9. Шилько С.В., Бабин А.П., Старжинский В.Е., Зернин М.В. Моделирование контактного взаимодействия в сопряжениях микроэлектромеханических систем // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. Гомель. – 2002. – № 3. – С. 31–38.

TOOTH GEARS WITH HIGH OPERATING CAPACITY CRITERIA VALUES

V.P. Shishov, DSc of Engineering, Professor,

Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Ukraine;

A.A. Muhovatyi, PhD of Engineering, Senior lecturer,

Volodymyr Dahl East Ukrainian National University, Ukraine, mukhovaty@mail.ru

Abstract: Synthesis method of tooth gears with high operating capacity criteria values has been developed. The method is based on solving differential equations that define geometrical parameters of basic rack profiles. An example of defining the basic rack profile parameters has been given in the work. The comparative analysis of synthesized and evolvent tooth gears operating capacity criteria has been conducted.

Keywords: basic rack profile, operating capacity criterion, comparative analysis, tooth gear

ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С ВЫСОКИМИ ЗНАЧЕНИЯМИ КРИТЕРИЕВ РАБОТОСПОСОБНОСТИ

В.П. Шишов, доктор технических наук, профессор, Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, Украина

А.А. Муховатый, кандидат технических наук, старший преподаватель,

*Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, Украина,
mukhovaty@mail.ru*

Аннотация: Разработан метод синтеза зубчатых передач с высокими значениями критериев работоспособности, базирующийся на решениях дифференциальных уравнений, определяющих геометрические параметры исходных контуров зубьев, дан пример определения параметров исходного контура, и проведен сравнительный анализ критериев работоспособности синтезированной и эвольвентной зубчатых передач.

Ключевые слова: исходный контур, критерий работоспособности, сравнительный анализ, зубчатая передача

Введение

Цилиндрические зубчатые передачи широко распространены в конструкциях приводов и трансмиссий современных машин. Поэтому актуальными являются исследования, направленные на создание зубчатых передач, обладающих высокими значениями критериев работоспособности, характеризующих их нагрузочную способность, энергоемкость, износостойкость и другие показатели зацепляющихся колес. Одним из направлений этих

исследований является синтез геометрии исходного контура по заданным повышенным, в сравнении с эвольвентными зубчатыми передачами, значениям критериев работоспособности зубчатых передач. В данном исследовании излагается метод такого синтеза. Он базируется на решении дифференциальных уравнений, связывающих критерии работоспособности зубчатой передачи и геометрические параметры исходного контура.

1. Дифференциальные уравнения для синтеза исходного контура

В системе координат f_1Of_2 уравнение профиля исходного контура (рис.1) зададим в виде

$$f_2 = f_2(f_1) \quad (1)$$

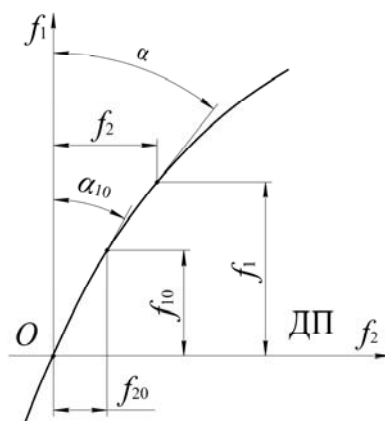


Рис. 1. Схема исходного контура (ДП - делительная прямая)

При использовании [1...6] при больших значениях диаметров колес и уравнения (1), получены дифференциальные уравнения для определения функции $\zeta = \sin \alpha$ (α - угол профиля исходного контура (рис. 1)):

- по заданному значению относительной силы трения скольжения в зацеплении ($\bar{f} < 1$)

$$\zeta' = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67})\zeta}{f_1}; \quad (2)$$

- по заданному значению относительных потерь мощности в зацеплении ($\overline{\Delta P} < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - P_o \bar{f}^{1,67})}{f_1}, \quad P_o = \left(\frac{\overline{\Delta P}}{\sin \alpha_s} \right)^{1,67}; \quad (3)$$

- по заданному значению относительной толщины масляного слоя ($\bar{h}_{mc} > 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - h_o \zeta^{0,74})}{f_1}, \quad h_o = \left[\bar{h}_{mc} (\sin \alpha_s)^{1,15} \right]^{0,645}; \quad (4)$$

- по заданному значению относительной удельной работы сил терния ($d\bar{A} > 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - A_o \zeta^{1,21})}{f_1}, \quad A_o = \left(\frac{d\bar{A}}{\sin^2 \alpha_s} \right)^{0,625}; \quad (5)$$

- по заданному значению относительного износа зубьев ($\bar{h}_u < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - h_{uo}\zeta^{0,91})}{f_1}, \quad h_{uo} = \left(\frac{\bar{h}_u}{\sin^2 \alpha_{\varnothing}} \right)^{0,45} \quad (6)$$

- по заданному значению относительного критерия заедания ($\bar{K}_z < 1$)

$$\zeta' = \frac{\zeta(1 - K_o\zeta^{0,47})}{f_1}, \quad K_o = \left(\frac{\bar{K}_z}{\sin \alpha_{\varnothing}^{0,75}} \right)^{0,625}; \quad (7)$$

- по заданному значению относительного критерия контактной прочности

$$\bar{\theta} = \frac{1}{\bar{x} \cdot \bar{q}}. \quad (8)$$

В уравнениях (1)...(8) величины с черточкой сверху равны отношению показателей синтезируемой и эвольвентной передач. При синтезе эти величины являются заданными.

2. Синтез исходного контура передач с пониженной энергоемкостью

Воспользовавшись дифференциальным уравнением (2) при $\bar{f} = 0,91$, (\bar{f} - относительный коэффициент трения скольжения) $f_{10} = 0,05, \alpha_{10} = 20^\circ$ (рис. 1) и рекомендациями работы [2], получаем уравнение кривой, которой очерчен профиль исходного контура (рис. 2)

$$f_{2c} = 1,3400 f_1^8 - 6,3350 f_1^7 + 12,4920 f_1^6 - 13,3600 f_1^5 + 8,4840 f_1^4 - 3,3672 f_1^3 + 0,98510 f_1^2 + 0,28667 f_1. \quad (9)$$

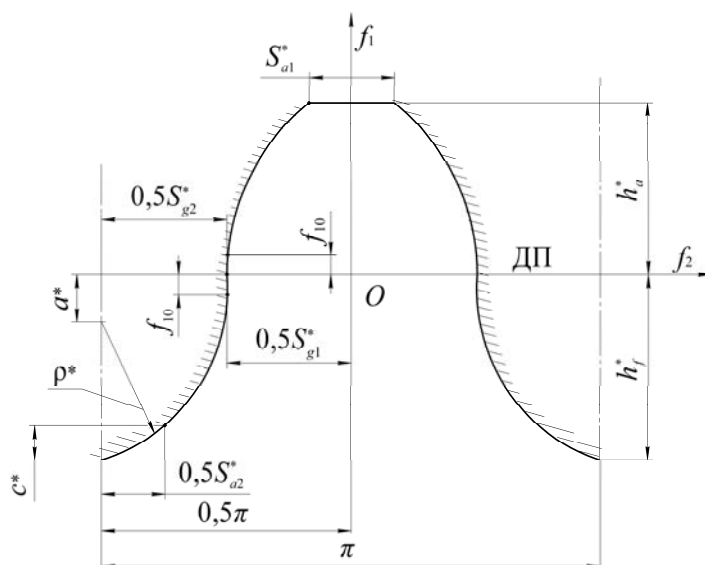


Рис. 2. Исходный контур ($m = 1$ мм, ДП – делительная прямая)

Утонение зубьев для обеспечения бокового зазора в зацеплении колес принято равным $j_{\Sigma}^* = 0,0225m$. Профили исходных контуров на участках $-f_{10} \leq f_1 \leq f_{10}$ можно очерчивать

прямыми, окружностями или кривой с уравнением (9). Синтезированный исходный контур (табл.1, рис.2) имеет участки профилей при $-f_{10} \leq f_1 \leq f_{10}$, очерченные прямыми линиями с углами профилей, равными α_{10} .

Таблица 1. Геометрические параметры исходных контуров (размеры в долях модуля)

α_{10} , град	h_a^*	h_f^*	c^*	ρ^*	j_Σ^*	S_{g1}^*	S_{g2}^*	S_{a1}^*	S_{a2}^*	a^*
20	1	1,14866	0,14866	0,31618	0,0225	1,5483	1,5933	0,4913	0,5363	0,83248

3. Сравнительная оценка критериев нагрузочной способности зубчатой передачи

Рассмотрим для примера зубчатую передачу с параметрами: радиус начального цилиндра шестерни $R_1 = 10$ мм; радиус начального цилиндра колеса $R_2 = 40$ мм; исходный контур неэвольвентной передачи из табл. 1; исходный контур эвольвентной передачи с $\alpha_s = 20^\circ$.

С использованием работ [2,6] получены результаты, представленные в табл. 2.

Таблица 2. Значения относительных критериев работоспособности

f_1	$\overline{\Delta P}$	$\overline{h_{mc}}$	$\overline{K_s}$	$\overline{dA_1}$	$\overline{dA_2}$	$\overline{h_{u1}}$	$\overline{h_{u2}}$	$\overline{\theta}$
1,0	0,588	1,7281	0,4328	0,5059	0,3013	0,461	0,2746	1,6221
0,8	0,6026	1,7251	0,443	0,4973	0,3285	0,4497	0,2971	1,6214
0,6	0,633	1,6558	0,4759	0,5114	0,3778	0,4659	0,3442	1,5554
0,4	0,652	1,6699	0,484	0,5006	0,4109	0,4431	0,3637	1,6154
0,2	0,7222	1,5235	0,5617	0,5607	0,5158	0,4973	0,4575	1,5204
0,05	0,883	1,2673	0,7578	0,7607	0,755	0,6717	0,6667	1,3577
-0,05	0,8704	1,2764	0,7436	0,7465	0,7406	0,6498	0,6446	1,3703
-0,2	0,6774	1,6608	0,4982	0,5019	0,4531	0,4175	0,3769	1,7015
-0,4	0,5622	2,0939	0,3597	0,3888	0,2905	0,2967	0,2217	2,1875
-0,6	0,4936	2,4485	0,2854	0,3426	0,1981	0,2434	0,1407	2,6923
-0,8	0,4022	3,2148	0,1922	0,2725	0,105	0,1644	0,0634	4,1232
-1,0	0,2989	4,6476	0,1077	0,2035	0,0372	0,0942	0,0172	8,4475

Из анализа данных табл. 2 следует, что по всему полю зацепления $0,05 \leq f_1 \leq 1$ и $-1 \leq f_1 \leq -0,5$ значения критериев работоспособности зубчатой передачи с зубьями, спрофилированными с применением синтезированного исходного контура, значительно выше в сравнении с этими критериями эвольвентной зубчатой передачи. Действительно, согласно табл. 2 эти критерии имеют значения: критерий потерь мощности в зацеплении

составляет 0,3...0,88 от критерия потерь в эвольвентном зацеплении; критерий толщины масляного слоя между рабочими поверхностями в 1,27...4,6 раза больше, чем в эвольвентном зацеплении; критерий заедания составляет 0,1...0,76 от критерия заедания эвольвентной передачи; критерий удельных работ сил трения составляет 0,04...0,76 от удельных работ сил трения эвольвентной передачи; критерий износа зубьев составляет 0,017...0,07 от критерия износа зубьев эвольвентной передачи; критерий контактной прочности зубьев в 1,35...8,4 раза больше критерия контактной прочности эвольвентной передачи.

Аналогичные результаты будем иметь при использовании для синтеза исходных контуров других приведенных выше дифференциальных уравнений.

Заключение

Таким образом, выполненные исследования позволили:

1. Разработать метод синтеза неэвольвентных зубчатых передач, базирующихся на решении дифференциальных уравнений.
2. Разработать исходный контур зубьев неэвольвентных зубчатых передач с пониженными потерями мощности в зацеплении.
3. Провести сравнительный анализ критериев работоспособности синтезированной и эвольвентной передач и установить, что синтезированный исходный контур обеспечивает более высокие значения критериев работоспособности зубчатой передачи в сравнении с эвольвентной передачей.
4. Дальнейшее развитие данного направления исследования заключается в оптимизации геометрических параметров исходных контуров и проведении экспериментальных работ.

Библиографические ссылки

1. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.
2. *Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В.* Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. — Луганськ: вид-во СНУ ім. В. Даля, 2006. — 408 с.
3. *Кудрявцев В.Н.* Детали машин: учебник. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с.
4. *Кудрявцев В.Н., Державец Ю.А., Глухарев Е.Г.* Конструкции и расчет зубчатых редукторов. – Л.: Машиностроение. 1971. – 328с.
5. Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 1, 2 /Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алисина. — М.: Машиностроение, 1978. — 400 с., 1979. — 358 с.
6. *Шишов В.П., Панкратов Д.А., Мухоматов А.А.* Критерии оценки работоспособности передач зацеплением // Вісник НТУ «ХПІ». — Харків: НТУ «ХПІ». - 2001. - №12. - С. 33-40.

NEW GENERATION OF MULTILINE GEAR LINKAGE IN HIGHLY POWER DRIVES OF AIR, WATER, LAND AND UNDERGROUND BASING MACHINES

P. G. Sidorov, Dr. Sci. Tech., Professor, Tula state university, pmdm-e@yandex.ru;

V. A. Krukov, Dr. Sci. Tech., Professor, Tula state university, krukov@tula.net;

A. V. Plyasov, PhD in Engineering, Ass. Prof., Tula state university, plyasov-a@yandex.ru

Abstract: Method of multidimensional synthesis was applied to create the new technical decision on asynphase multiline tooth gearing with ample opportunities on multithreading and target parameters of power streams according to speed and moment in the limited dimensions.

Keywords: multiline transmission, toothed wheel, carrier, satellite, planetary gear, transmission

НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ МНОГОПОТОЧНЫХ РЫЧАЖНО-ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ВЫСОКОЭНЕРГОВООРУЖЕННЫХ ПРИВОДАХ МАШИН ВОЗДУШНОГО, ВОДНОГО, НАЗЕМНОГО И ПОДЗЕМНОГО БАЗИРОВАНИЯ

П. Г. Сидоров, докт.техн.наук, проф., Тульский государственный ун-т, pmdm-e@yandex.ru;

В. А. Крюков, докт.техн.наук, проф., Тульский государственный ун-т, krukov@tula.net;

А. В. Плясов, канд.техн.наук, доц., Тульский государственный ун-т, plyasov-a@yandex.ru

Аннотация: Методом многомерного синтеза создано новое техническое решение на асинфазную многопоточную зубчатую передачу с широкими возможностями по многопоточности и выходным параметрам энергетических потоков по скорости и моменту в лимитированных габаритах.

Ключевые слова: многопоточная асинфазная зубчатая передача, дифференциальные кинематические связи, передаточное число, энергетический поток, механический привод, основные зубчатые звенья, водило, сателлиты

Многопоточный подвод механической энергии и блочно-модульная компоновка как два концептуальных направления создания высокоэнерговооруженных, «быстроходных», энерго-ресурсосберегающих машин с редукторным приводом можно реализовать на практике только при использовании в их структуре многопоточных механизмов передач зацеплением. Традиционно в машиностроении роль этих механизмов выполняют планетарные зубчатые передачи в многосателлитном исполнении [1]. Они содержат в своей структуре три коаксиально расположенных основных звена (два зубчатых a и b и одно рычажное h), два из которых всегда подвижны (зубчатое и рычажное), и ряд зубчатых звеньев – сателлитов g_i , со-

вершающих сложные вращательные движения, которые совместно с первыми образуют трехзвенные планетарные энергетические потоки « $a - g_i - h$ » в габарите диаметра опорного зубчатого звена. Таким образом, при любых исполнениях наиболее нагруженными выходными звеньями планетарных механизмов являются чаще всего рычажное и реже зубчатое звенья.

При суммирующей роли водила как наиболее нагруженного выходного звена его лимитированные размеры в габарите опорного колеса строго ограничивают в передачах: многопоточность $3 \leq K_F \leq 6$; плавность; точность; жесткость и диапазоны варьирования параметров движения $4 \leq u_{ah}^b \leq 7$ по скорости и моменту в адекватных параллельных энергетических потоках « $a - g_i - b$ ». Это отрицательно сказывается на дальнейших возможностях широкого использования известных планетарных механизмов [1] в высокоэнерговооруженных машинах нового поколения.

Требуются новые прорывные технические решения на более совершенные многопоточные передачи планетарного типа с входом и выходом на зубчатые звенья a и b , с оптимальным числом энергетических потоков $5 \leq K_F \leq 25 \dots 40$ по техническому заданию (ТЗ), передающих механическую энергию с входного на выходные зубчатые звенья на повышенных скоростях с редуцированием параметров мощностных потоков по скорости и моменту в широких пределах $20 \leq u_{a_{12}b_2}^{b_1} \leq 250 (400)$ непосредственно на выходном зубчатом звене b выпукло-вогнутыми контактными парами зубьев в рабочих зацеплениях «сателлиты – выходное зубчатое колесо». В таких передачах изменяется роль водила и оно из достаточно нагруженных в низших кинематических парах «сателлиты – водило» звеньев переходит в разряд промежуточных менее нагруженных. Наиболее нагруженными становятся центроидные кинематические пары в рабочих зацеплениях «сателлиты – выходное зубчатое колесо».

Методом многомерного структурного синтеза такая передача создана в НОЦ ТулГУ [2]. В её структуру введены дополнительное выходное центральное колесо b_2 с внутренними зубьями, а входное центральное колесо выполнено разборным двухвенцовым a_{12} . При этом введены две разновидности одновенцовых сателлитов g_{1i} и g_{2i} , активно влияющих на кинематику в энергетических потоках, которые попарно установлены на общих осях, неподвижно зафиксированных в водиле. С появлением двух параллельных рядов g_{1i} и g_{2i} сателлитов водило становится подвижной трехщечковой пространственной фермой [3]. Главным отличительным признаком новой конструкции является равенство сумм чисел зубьев центральных

зубчатых колес $z_{\Sigma_1} = z_{\Sigma_2} = (z_{a_1} + z_{b_1}) = (z_{a_2} + z_{b_2})$ в двух параллельных потоках. На рис. 1 представлена кинематическая схема многопоточной зубчатой передачи планетарного типа с входом и выходом на её основных зубчатых звеньях a_{12} и b_2 . Роль опорного звена в передаче выполняет третье основное зубчатое колесо b_1 с внутренними зубьями. При этом две разновидности одноразмерных сателлитов g_{1i} и g_{2i} с одинаковым их числом в разновидностях $i = 1, 2, a_{c_1} = a_{c_2}$ совместно с центральными звеньями a_{12} , h и b_2 организуют многопоточную передачу энергии в потоках « $a_1 - g_{1i} - h$ » входной ступени с выходом на первый вход h второй планетарной ступени « $a_2 - g_{2i} - b_2$ », вторым входом которой является колесо a_2 , жестко связанное с колесом a_1 [2].

Таким образом, во второй ступени энергия с двух входов a_2 и h суммируется на одном выходе b_2 или наоборот в передаче в целом с одного входа a_{12} раздается на два независимых выхода h и b_2 , один из которых h из-за отсутствия внешней нагрузки выполняет рычажно-усилительные функции [3].

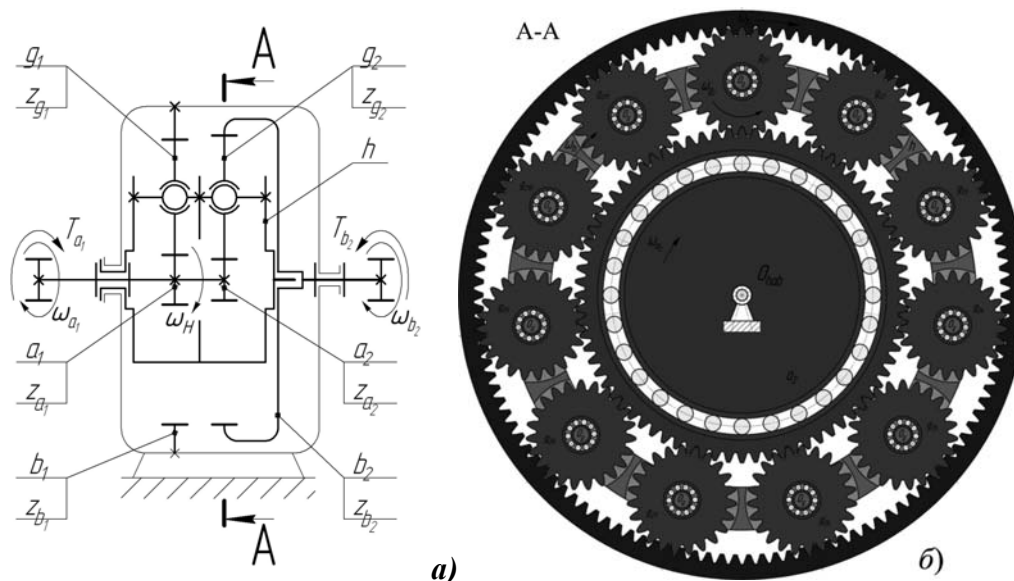


Рис. 1. Базовая кинематическая схема (а) и визуализация энергетических потоков (б) в многопоточной передаче « $3k - g_{1i}g_{2i} - h$ »

Следовательно, в отличие от планетарных передач в многосателлитном исполнении с одним входом и одним выходом [1] многопоточные передачи « $3k - g_{1i}g_{2i} - h$ » как передачи квазидифференциального типа могут иметь многовариантное исполнение: один вход a_{12} и один выход b_2 , т.е. играть роль неделимой двухступенчатой рычажно-зубчатой передачи с широкими возможностями по воспроизведению передаточных функций и многопоточности;

один вход a_{12} и два кинематически связанных выхода h и b_2 , в том числе и при $\omega_h = -\omega_{b_2}$, т.е. играть роль трехзвенного передаточно-раздаточного дифференциала; один вход h и один выход b_2 и играть роль многопоточной одноступенчатой передачи редукторного типа.

Независимо от выполняемых функций общее передаточное число многопоточной передачи требует установления функциональной зависимости $u_{a_{12}b_2}^{b_1} = f(u_{b_2b_1}^h)$, для раскрытия которой целесообразно воспользоваться выражением [3]

$$u_{a_{12}b_2}^{b_1} = \frac{\omega_{a_{12}} - \omega_{b_1}}{\omega_{b_2} - \omega_{b_1}} \cdot \frac{\omega_h - \omega_{b_1}}{\omega_h - \omega_{b_1}} = \frac{\omega_{a_{12}} - \omega_{b_1}}{\omega_h - \omega_{b_1}} \cdot \frac{\omega_h - \omega_{b_1}}{\omega_{b_2} - \omega_{b_1}} = u_{a_1h}^{b_1} \cdot u_{(ha_2)b_2}^{b_1}, \quad (1)$$

где $u_{a_1h}^{b_1}$ – передаточное число входной многопоточной планетарной ступени с энергетическими потоками « $a_1 - g_{1i} - h$ », $u_{a_1h}^{b_1} = 1 - u_{a_1b_1}^h = \frac{z_{a_1} + z_{b_1}}{z_{a_1}} = \frac{z_{\Sigma}}{z_{a_1}}$; $u_{(ha_2)b_2}^{b_1}$ – передаточное число дифференциальной выходной ступени на основе многопоточной планетарной группы

$$\text{«}b_2 - g_{2i} - a_{21} - g_{1i} - b_1\text{» («}3k - 2g\text{»)} [3], u_{hb_2}^{b_1} = \frac{1}{u_{b_2h}^{b_1}} = \frac{1}{1 - u_{b_2b_1}^h} = \frac{z_{b_2} \cdot z_{a_1}}{z_{b_2} \cdot z_{a_1} - z_{b_1} \cdot z_{a_2}}.$$

Подставляя $u_{a_1h}^{b_1}$ и $u_{(ha_2)b_2}^{b_1}$ в уравнение (1) получаем

$$u_{a_{12}b_2}^{b_1} = \frac{z_{b_2} \cdot (z_{a_1} + z_{b_1})}{z_{b_2} \cdot z_{a_1} - z_{b_1} \cdot z_{a_2}}. \quad (2)$$

Здесь $u_{a_1b_1}^h$ и $u_{b_2b_1}^h$ – относительные передаточные числа в зубчатых кинематических цепях энергетических потоков при остановленном водиле.

Из полученного выражения (2) следует, что на воспроизводимые передаточные функции сателлиты с их числами зубьев z_{g_1} и z_{g_2} не оказывают прямого влияния, хотя и косвенно влияют на их размещение на водиле, т.е. на многопоточность и рычажно-усилительную систему «водило – сателлит» [3].

Учитывая, что основные звенья передачи a_{12} , h и b_2 движутся в двух параллельных плоскостях, содержащих все движущие звенья энергетических потоков воспользуемся известной зависимостью кинематической связи в трехзвенном дифференциале [1]

$$\omega_{b_2} = u_{b_2a_{21}}^h \cdot \omega_{a_{21}} + u_{b_2h}^{a_{21}} \cdot \omega_h, \quad (3)$$

где $u_{b_2a_{21}}^h$ – передаточное число кинематической цепи, связывающей два зависимых входа

a_{12} и h квазидифференциала при остановленном водиле, $u_{b_2 a_{21}}^h = -\frac{z_{a_2}}{z_{b_2}}$;

$u_{b_2 b_1}^{a_{21}}$ – передаточное число квазидифференциала при остановленном входе a_{12} ($a_{21} = a_{12}$),

$$u_{b_2 h}^{a_{21}} = 1 - u_{b_2 a_{12}}^h = 1 + \frac{z_{a_2}}{z_{b_2}};$$

ω_h – угловая скорость второго входа дифференциала, $\omega_h = \omega_{a_{12}} \cdot \left[u_{a_1 h}^{b_1} \right]^{-1} \frac{z_{a_1}}{z_{a_1} + z_{b_1}}$.

Подставляя $u_{b_2 a_{21}}^h$, $u_{b_2 h}^{a_{21}}$ и ω_h в исходное уравнение (3), получаем

$$\omega_{b_2} = -\frac{z_{a_2}}{z_{b_2}} \cdot \omega_{a_{21}} + \frac{z_{a_2} + z_{b_2}}{z_{b_2}} \cdot \frac{z_{a_1}}{z_{a_1} + z_{b_1}} \cdot \omega_{a_{12}}, \quad (4)$$

откуда находим

$$u_{a_{12} b_2}^{b_1} = \frac{\omega_{a_{12}}}{\omega_{b_2}} = \frac{z_{b_2}}{\left[\frac{z_{a_2} + z_{b_2}}{z_{a_1} + z_{b_1}} \cdot z_{a_1} - z_{a_2} \right]}. \quad (5)$$

При $(z_{a_1} + z_{b_1}) = (z_{a_2} + z_{b_2}) = z_{\Sigma}$, где z_{Σ} – сумма чисел зубьев центральных звеньев в двух ступенях передачи « $3k - 2g - h$ » [3], приходим к исключительно важному выводу о взаимосвязи параметров передачи

$$u_{a_{12} b_2}^{b_1} = \frac{z_{b_2}}{(z_{a_1} - z_{a_2})} \text{ при } 1 \leq \Delta = (z_{a_1} - z_{a_2}) = (z_{b_2} - z_{b_1}) = (z_{g_2} - z_{g_1}) \leq 10. \quad (6)$$

Сравнивая формулы (2) и (6) легко подтвердить полную их адекватность. Согласно выражению (6) приходим к выводу, что габариты только у многопоточных трансмиссий на базе передачи « $3k - 2g - h$ » [3] инвариантны к вариации передаточного числа и напрямую определяются либо числом зубьев выходного центрального колеса и модулем m рабочих зацеплений, либо межосевым расстоянием трансмиссии в целом

$$a_w^* = 0,25 \cdot z_{\Sigma} = a_w / m, \quad (7)$$

где a_w^* – безразмерная величина в модулях зацепления, целое или кратное 0,5 число; a_w и m – соответственно межосевое расстояние и модуль зацеплений, мм.

Неделимость двухступенчатой конструкции позволяет передать мощностные потоки со входа на выход короткими параллельными потоками на повышенных скоростях в энергетических потоках быстроходной ступени с изменением их параметров по скорости и моменту

непосредственно на выходе с широкими диапазонами их изменения (до десяти и более раз) за счет изменения чисел зубьев зубчатых звеньев быстроходной ступени при неизменных габаритах зубчатых звеньев выходной ступени. Такими возможностями не обладает ни одна из известных многопоточных передач в технике [4-6].

Из равенства сумм чисел зубьев центральных колес следует взаимосвязь между их параметрами в первой и второй ступенях

$$\left. \begin{array}{l} z_{a_1} = z_{a_2} + \Delta; \\ z_{g_1} = z_{g_2} - \Delta; \\ z_{b_1} = z_{b_2} - \Delta; \end{array} \right\} \text{при} \left\{ \begin{array}{l} 200 \leq z_{\Sigma} \leq 400 (500); \\ a_w^* = 0,25z_{\Sigma}; \\ z_{g_2} \leq 0,5z_{\Sigma} \sin(\pi/a_c) - 5; \\ z_{b_2} = 2a_w^* + z_{g_2}; \\ z_{a_2} = 2a_w^* - z_{g_2} \\ 2 \leq a_{c_1} = a_{c_2} \leq 19 (\text{и более}); \\ 1 \leq \Delta \leq 10 (\text{и более}) \\ u_{a_{12}}^{b_1} = z_{b_2} / \Delta; \\ D_p^* < z_{b_2} + 2 \cdot (z_{g_2} - \Delta). \end{array} \right. \quad (8)$$

Здесь D_p^* и D_p – максимальный наружный габарит цилиндрического корпуса (стойки) редукторной передачи соответственно в модулях зацепления или мм.

Уравнения (8) формализуют неизменный габарит редукторного привода на основе многопоточной трансмиссии « $3k - 2g - h$ » с широкими возможностями дискретного изменения выходных параметров по скорости и моменту (до десяти раз и более) при неизменных параметрах зубчатых звеньев выходной ступени ($z_{\Sigma} = const$, $m = const$) за счет изменения чисел зубьев трех звеньев быстроходной ступени, что наглядно представлено в таблице 1. Варьируя модулем рабочих зацеплений, из условий изломной и контактной выносливости зубьев с учетом передаваемых нагрузочных моментов легко строятся параметрические их ряды в заданном габарите ($a_w^* = const$; $m = const$).

На рис. 2 в качестве примера приводится общий вид и параметрический ряд выходных скоростей и моментов универсального электропривода в одном неизменном габарите $D_p = 280$ мм, созданный ТулГУ совместно с Мичуринским заводом «Прогресс» при финансовой поддержке Правительства РФ [4] для запорной арматуры высокопроизводительного трубопроводного транспорта.

Таблица 1. Предпочтительный ряд передаточных чисел двенадцатипоточной асинфазной силовой трансмиссии редукторного привода заданного габарита ($a_w^* = const$; $m = const$)

Габарит привода: $z_{\Sigma} = 350$; $a_w^* = 87,5$; $a_{c1} = a_{c2} = 7$; $K_F = 12$; $m = const$									
№ п/п	Тихоходная ступень				Быстроходная ступень				Общее передаточное число
	z_{a2}	z_{g2}	z_{b2}	u_{hb2}^{b1}	z_{a1}	z_{g1}	z_{b1}	u_{ah}^{b1}	u_{ab2}^{b1}
1.	120	55	230	79,6	121	54	229	2,89	230
2.				46,2	122	53	228	2,86	115
3.				24,0	123	52	227	2,54	76,7
4.				20,4	124	51	226	2,82	57,5
5.				16,4	125	50	225	2,8	46,0
6.				11,9	127	48	223	2,76	32,8
7.				10,5	128	47	222	2,73	28,75
8.				9,4	129	46	221	2,71	25,6
9.				8,6	130	45	220	2,69	23,0
10.				7,8	131	44	219	2,67	20,9

**Многовариантные
исполнения привода
в одном габарите В,
их характеристики**



Маркировка базовых исполнений, кол-во и маркировка обслуживаемых задвижек	Выходные параметры габарита						
	Скорость, об/мин	Крутящий момент, Нм	Передаточное число I ступени	Передаточное число II ступени	Общее передаточное число	Масса, кг	Удельная масса, кг/Нм
МРЭП-088-50-750	50,0	750,0	2,78	13,8	38,3	85,0	0,133
МРЭП-088-25-1500	25,0	1500,0	2,84	27,6	76,7	85,0	0,07
МРЭП-088-6-5000 *) (МРЭП-088-8-4000)	6,0 (8,0)	5000,0 (4000,0)	2,89	79,5	230,0	85,0	0,017
МРЭП-088-12,0-2500 *)	12,0	2500,0	2,82	20,4	57,5	85,0	0,034
МРЭП-088-16,0-2000 *)	16,0	2000,0	2,8	16,4	46,00	85	0,04
Количество задвижек в габарите, диаметр DN (мм) и давление PN (МПа) в транспортной трубе	15, с присоединительным фланцем 200x200 мм по ГОСТ 22309 или F25 по ISO-5210 DN-100...500; PN-1,6...25,0						
Промышленная маркировка задвижек габарита В	ЗКЛП-250-25; ЗКЛП-300-16; ЗКЛП-200-63; ЗКЛП-250-40; ЗКЛП-300-25; ЗКЛП-350-16; ЗКЛП-400-16; ЗКЛП-100-250; ЗКЛП-125-160; ЗКЛП-150-160; ЗКЛП-250-63; ЗКЛП-300-40; ЗКЛП-400-25; ЗКЛП-400-40; ЗКЛП-500-16						

*)изготавливается по заказу потребителя.

Рис. 2. Три (пять) исполнения электропривода в одном габарите В для запорной арматуры с выдвигным шпинделем и их технические характеристики

Благодаря отличительным особенностям силовой трансмиссии [2, 4] один привод обслуживает группу из 15 клиновых задвижек разного диаметра и давления, до 80 % унифицирует детали, входящие в его структуру, снижает удельную массу на 1 Нм воспроизводимого момента (до 0,02 кг/Нм) и гарантирует «абсолютную» надежность и высокий ресурс безаварийной работы. Это новая концепция создания электроприводов: «Один привод обслуживает группу различных технологических машин», – которая резко сокращает номенклатуры готовых изделий и унифицирует их [5], [7].

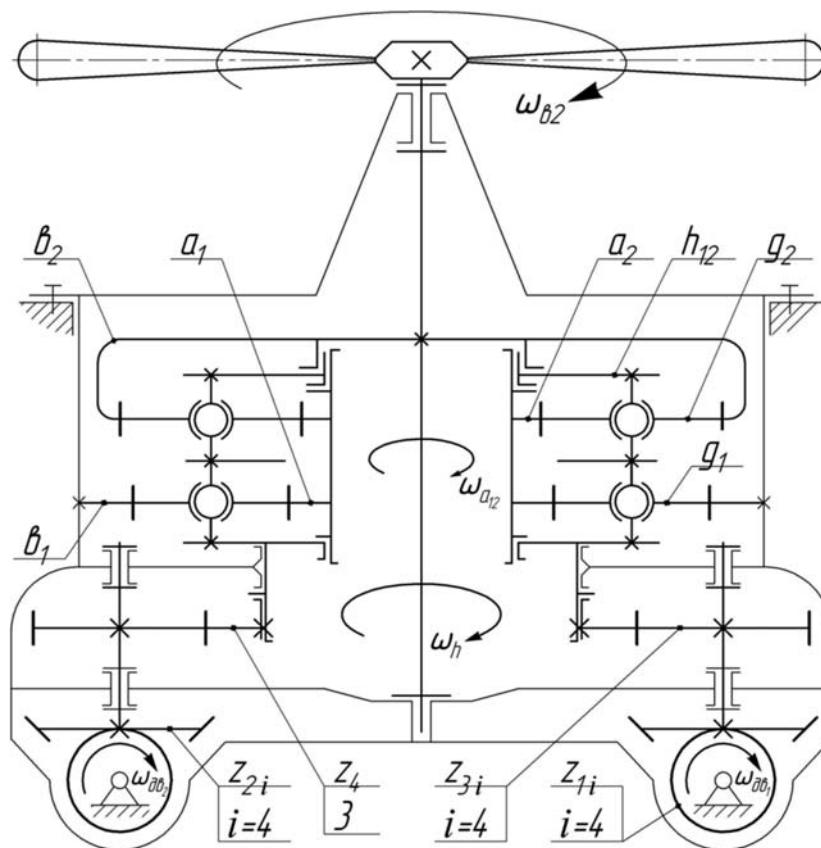


Рис. 3. Новая двухдвигательная принципиальная схема многопоточного трехступенчатого главного привода вертолета типа Ми-6 или Ми-26 с входом на водило и выходом на зубчатом звене с выходным моментом $T_{b_2} > 10^6$ Н·м

Большие возможности открывают редукторные многопоточные приводы на базе « $3k - 2g - h$ » в машинах с «большими установленными мощностями двигателей», например, в главных приводах транспортных машин воздушного и водного базирования.

На рис. 3 и 4 приводятся без дополнительной аргументации две таких привязки, синтезированных в НОЦ ТулГУ для нагрузочных моментов в 10^6 и $5 \cdot 10^6$ Нм при удельной массе 0,002...0,004 кг/Нм, что не имеет аналогов в технике.

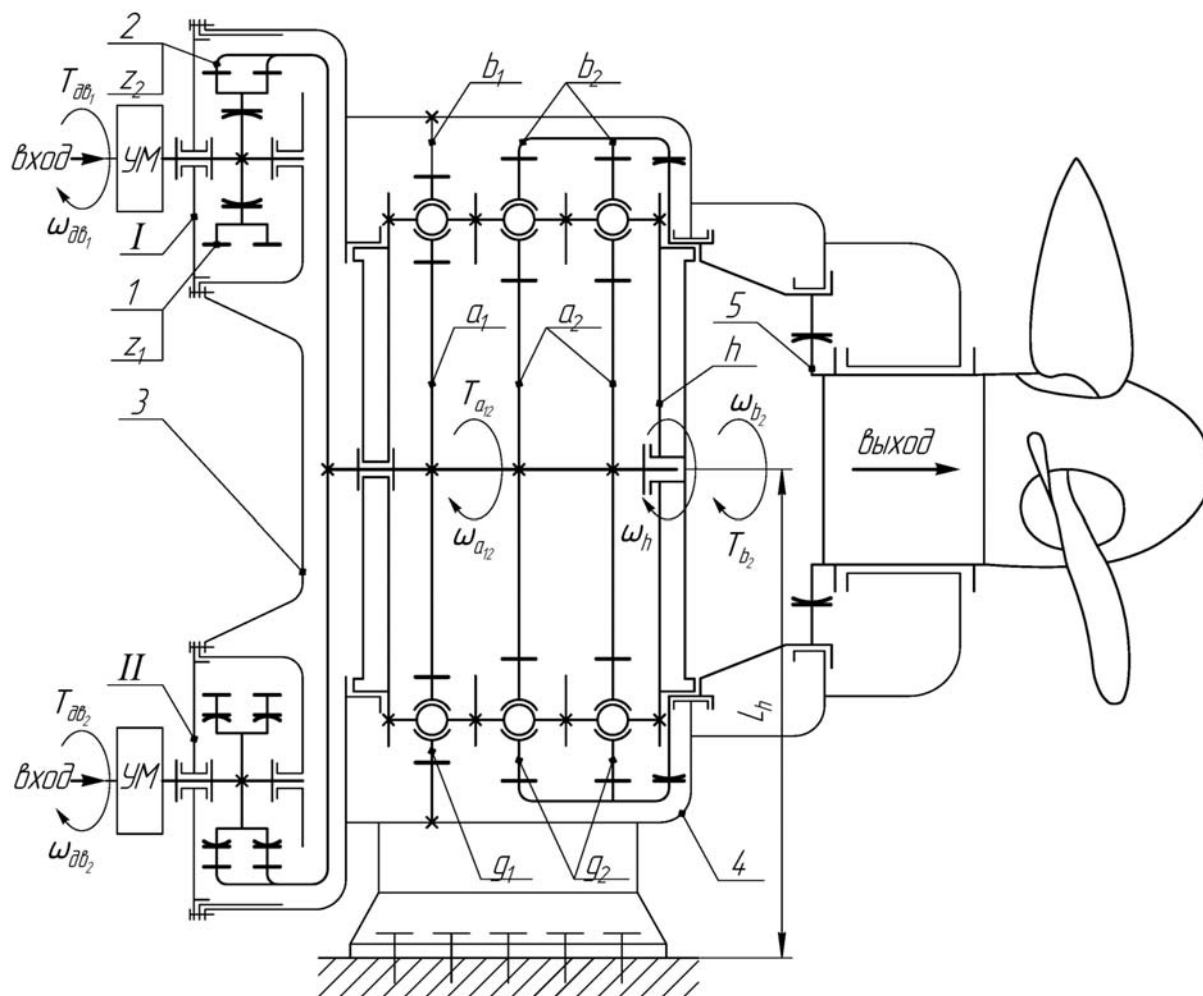


Рис. 4. Новая многодвигательная принципиальная схема комбинированного многопоточного редуктора главного привода винтового движителя тяжелого морского судна: 1 – шестерня быстроходной ступени; 2 – выходное зубчатое её колесо; 3 – рядовая быстроходная ступень; 4 – выходная тихоходная ступень квазидифференциального типа; 5 – выходной валопровод на движитель ВРШ; I и II – блоки входной шестерни двух возможных исполнений

Международная экспертиза по патенту [4], выполненная по международной заявке PCT/RU2012/000383 (международная публикация WIPO WO 2012/166011 A1, опубл. 06.12.2012), подтвердила, что благодаря: статической определенности; одновенцовой конструкции сателлитов; размещению их на общих осях единого трехщекового водила; равным углам зацепления во всех рабочих зацеплениях энергетических потоков; простой цилиндрической формы и технологии изготовления всех зубчатых звеньев; возможности дискретного изменения уравнений кинематических связей в одном неизменном габарите и асинфазности движения звеньев в силовых потоках, – многопоточная трансмиссия « $3k - 2g - h$ » [2] наилучшим образом отвечает критериям «новизны», «изобретательскому уровню» и «промышленной применимости» и является новым решением в науке и технике [7].

Библиографические ссылки

1. Планетарные передачи: Справочник / В.Н. Кудрявцев и др. М. – : Машиностроение, 1977. 536 с.
2. Пат. 2402707 РФ, МПК⁷ F16Н 1/28. Двухступенчатая планетарная передача. Опубл. 27.10.2010. Бюл. № 30.
3. *Сидоров П.Г.* Многопоточные зубчатые трансмиссии : теория и методология проектирования / П. Г. Сидоров, А. А. Пашин, А. В. Плясов // под общ. ред. П. Г. Сидорова. - М. : Машиностроение, 2011. - 340 с. : ил. - Библиогр.: с. 332-335.
4. Пат. 2457385 РФ, МПК⁷ F16К 31/04, F16Н 37/08. Универсальный высокомоментный многооборотный электропривод запорной арматуры трубопроводного транспорта. Опубл. 27.07.2012. Бюл. № 21.
5. *Сидоров П.Г.* Новое построение габаритного ряда многооборотных многопоточных электроприводов запорной арматуры с выдвижным шпинделем / П.Г. Сидоров, А.В. Дмитриев, А.А. Пашин, А.В. Плясов // Арматуростроение. – 2012. – № 3. С. 53-61.
6. Электропривод трубопроводной арматуры / Р.В. Алалуев, В.И. Гольдфарб, М.В. Грязев, А.В. Дмитриев, Ю.В. Иванов, Р.А. Киржнер, В.Д. Кухарь, А.А. Маликов, Д.М. Малютин, В.Я. Распопов, В.И. Родионов, С.В. Рогов, С.Л. Самсонович, П.Г. Сидоров, И.Т. Тер-Матеосянц // под ред. В.Я. Распопова. – М.: Машиностроение, 2012. 386 с.
7. *Sidorov P.G.* Forming of modern multi-turn electric drive for pipeline gate valve of wedge and slide types / A.A. Pashin, P.G. Sidorov, V.Y. Raspopov, A.V. Plyasov, Y.I. Sabo // GEP. – 2012. – № 6. С. 82-85.

POLE CONTACT IN ECCENTRICALLY CYCLOIDAL (EC) GEARING

V. V. Stanovskoy, chief designer CJSC "Technology market", tm@ec-gearing.ru;

S. M. Kazakyavichyus, head of design department CJSC "Technology market", tm@ec-gearing.ru;

N. R. Shcherbakov, Doctor of Physical and Mathematical Sciences,

National Research Tomsk State University, nrs@math.tsu.ru

Abstract: The possibility of obtaining the "pole " contact in the EC-gearing by method of geometric constructions is shown. The pole contact is provided at certain ratios of the gear teeth forming a circle and it's offset from the axis of the wheel. It is shown that in order to ensure the highest efficiency at equal strength of gearwheels and pinions, the engagements with the pinion tooth number not less than three is the optimal one. Theoretical analysis gave the value of the section efficiency of 99.99 % at the friction factor 0.075. Prototypes of cylindrical and bevel gears with EC-gearing are produced, the shape of the contact pattern under load is shown. The experimental confirmation of the high efficiency in the EC-gearing is obtained. The results of EC-gearing machinery operation are given.

Keywords: EC-gearing, pole, gear

ПОЛЮСНЫЙ КОНТАКТ В ЭКСЦЕНТРИКОВО-ЦИКЛОИДАЛЬНОМ (ЭЦ) ЗАЦЕПЛЕНИИ

В. В. Становской, ген. конструктор ЗАО «Технология маркет», tm@ec-gearing.ru;

С. М. Казакиявичюс, начальник КБ ЗАО «Технология маркет», tm@ec-gearing.ru;

Н.Р. Щербаков, доктор физико-математических наук,

Национальный исследовательский Томский государственный университет, nrs@math.tsu.ru

Аннотация: Методом геометрических построений показана возможность формирования “полюсного” контакта в ЭЦ-зацеплении. Полюсный контакт обеспечивается при определенных соотношениях образующей окружности зуба шестерни и её смещения относительно оси колеса. Показано, что оптимальными для обеспечения наивысшего КПД при равнопрочности зубьев колеса и шестерни являются зацепления с числом зубьев шестерни не меньше 3. Теоретический расчет дал величину поперечного КПД =99,99% при коэффициенте трения 0,075. Изготовлены опытные образцы цилиндрических и конических колес с ЭЦ-зацеплением, показана форма пятна контакта под нагрузкой. Получено экспериментальное подтверждение

высокого КПД в ЭЦ-зацеплении. Приведены результаты эксплуатации механизмов с ЭЦ-зацеплением.

Ключевые слова: ЭЦ-зацепление, полюс, зубчатое колесо

Введение:

Эксцентрово-циклоидальное (ЭЦ) зацепление [1] представляет собой зацепление колес с криволинейными зубьями, меньшее из которых имеет один или несколько зубьев, профили которых в торцовых сечениях очерчены дугами эксцентрично смещенных окружностей, а зубья большего колеса в тех же сечениях очерчены участками циклоидальных кривых. Как показано в работах [2, 3], ЭЦ-зацепление обеспечивает в одной ступени редуктора достаточно широкий диапазон передаточных отношений, высокую нагрузочную способность при минимальной величине относительной массы. В идеальном безззорном ЭЦ-зацеплении контакт между зубьями входного вала и выходного колеса происходит по всей длине зуба, как это видно на рис. 1.

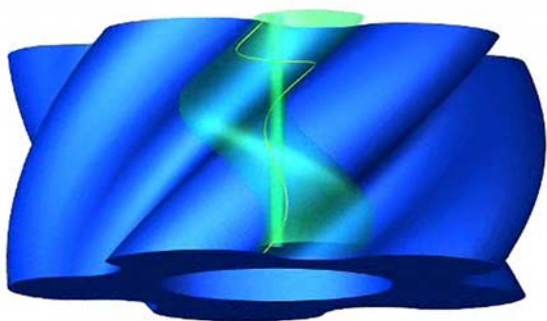


Рис.1. Контакт в «безззорном» ЭЦ-зацеплении

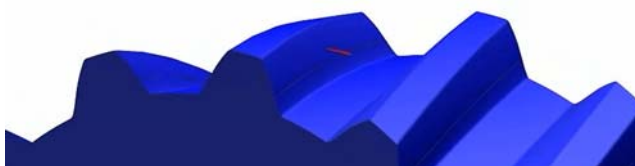


Рис.2. Теоретическая форма мгновенного пятна контакта в цилиндрическом ЭЦ-зацеплении.

В реальном зубчатом ЭЦ-зацеплении должен быть боковой зазор, который достигается путем увеличения межосевой расстояния, при этом линейный контакт преобразуется в точечный. Теоретическое положение точки контакта определяется геометрическими характеристиками самого ЭЦ-зацепления. На практике даже без нагрузки вследствие небольшого изменения кривизны зубьев в зоне контакта зубьев точечный контакт преобразуется в пятно контакта, что показано на рис.2.

В работе [4] исследовалось положение точек контакта профилей при отклонении межцентрового расстояния колес от расчетного. Было обнаружено, что в широком диапазоне отклонений точки контакта лежат в достаточно узкой области в зоне перегиба циклоидальной кривой. В связи с этим возник вопрос, а нельзя ли подобрать такие параметры ЭЦ-зацепления,

чтобы сместить положение точек контакта в полюс зацепления, обеспечив, тем самым режим качения профилей без проскальзывания, минимизацию потерь на трение. Потери на трение в ЭЦ-зацеплении, как в любом косозубом зацеплении, складываются из продольного и поперечного проскальзывания. Помещая точку контакта в полюс зацепления, мы добиваемся минимизации потерь в поперечном направлении. Именно этот случай рассматривается в данной работе.

На рис. 3 показано торцевое сечение цилиндрической пары ЭЦ-зацепления. Меньшее колесо (шестерня) 1 имеет $Z1$ винтовых зубьев, профиль которых в торцевом сечении колеса представлен дугами образующих окружностей 3, диаметром d . Окружности 3 смещены от оси шестерни на расстояние e . Большее колесо имеет $Z2$ зубьев, рабочие участки которых образованы циклоидальной кривой 4. Альфа (α) – угол зацепления, A_w – реальное межцентровое расстояние колес. P – полюс/ точка контакта

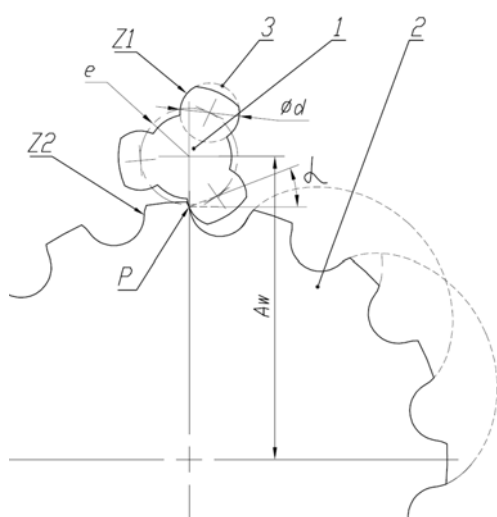


Рис. 3. Положение точки контакта в ЭЦ-зацеплении

При совмещении точки контакта с полюсом ЭЦ-зацепления должны соблюдаться следующие зависимости между параметрами зацепления. Эти зависимости определяются из обычных законов геометрии.

$$\alpha = \frac{A_w \times Z_1}{Z_1 + Z_2} \times \sin(\alpha); d = 2 \times \sqrt{\left(\frac{A_w \times Z_1}{Z_1 + Z_2}\right)^2 - a^2}$$

Таким образом, положение теоретической точки контакта в зазорном ЭЦ-зацеплении зависит от: межосевого расстояния (A_w), числа зубьев на шестерне ($Z1$), диаметра образующей окружности зуба шестерни (d), её смещения (e) от оси колеса, числа зубьев на колесе ($Z2$) и угла зацепления (α).

В этих зависимостях присутствует множество изменяемых параметров, и их теоретический анализ по каждому из них или по совокупности достаточно сложен. Для упрощения и большей наглядности мы провели соответствующий анализ методом графических построений.

Так как профиль зуба на шестерне имеет форму окружности, то линия зацепления в ЭЦ-зацеплении всегда проходит через центр образующей окружности. Для того чтобы точка контакта профилей лежала в полюсе, необходимо, чтобы линия зацепления проходила и через полюс зацепления. При заданном межцентровом расстоянии A_w и передаточном отношении $Z2/Z1$, варьируя эксцентриситетом в зацеплении (e), диаметром образующей окружности на шестерне (d) и углом контакта (α) можно добиться смещения точки контакта в полюс за-

цепления, при этом теоретически потери в зацеплении будут отсутствовать. На рис. 4 показаны профили зубьев шестерни и колеса для зацепления с одинаковым межцентровым расстоянием (e одинаково) и одинаковыми числами зубьев. В правой части рисунков показан качественный характер зависимости передаваемой мощности от угла давления. Величина передаваемой мощности зависит от значений радиусов кривизны в точке контакта. Перемещения точки контакта в полюс ЭЦ-зацепления добиваемся, изменяя диаметр образующей окружности шестерни и угол зацепления. Очевидно, что ЭЦ-зацепление на рис. 4а) имеет большую передаваемую мощность.

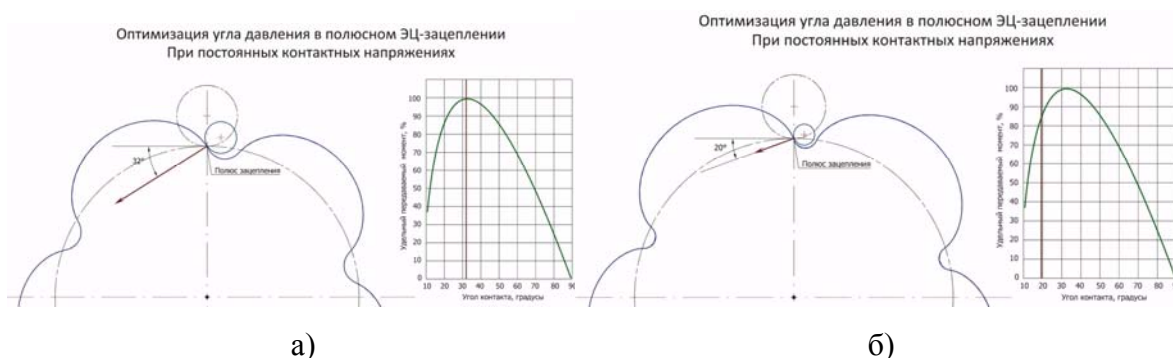


Рис. 4. Оптимизация передаваемой мощности

Таким образом, для конкретного зацепления, в заданных габаритах всегда можно выбрать такую величину угла зацепления, чтобы получить параметры ЭЦ-зацепления с максимальным КПД и передаваемой мощностью.

На рис.5 приведены фотографии деталей с линиями контакта, полученными путем накатывания верхнего поверхностного слоя деталей после наработки, в цилиндрическом и коническом ЭЦ-зацеплениях.



Рис. 5. Линии контакта в ЭЦ-зацеплении: а) в цилиндрическом; б) в коническом.

При заданных передаточном отношении (u), межцентровом расстоянии (A_w), эксцентриситете в зацеплении (e), диаметре образующей окружности на шестерне (d) и угле контакта (α) для получения полюсного контакта можно изменять ширину зубьев на колесе, кратно изменяя число зубьев шестерни и колеса. На рис.6 приведены пары зацепления, имеющие одинаковые межцентровое расстояние и передаточное отношение. Диаметр образующей окружности d и эксцентриситет e выбраны таким образом, чтобы при равных углах давления ($\alpha = 20$ градусов) точка контакта профилей совпадала с полюсом зацепления. На рисунках менялось только число зубьев Z_1 шестерни и Z_2 колеса. Видно, что при $Z_1=1$, ширина зуба шестерни много меньше ширины зуба циклоидального колеса. При увеличении числа зубьев шестерни до 5, размеры зубьев в паре зацепления становятся сравнимы, при этом достигается равнопрочность зубьев колеса и шестерни.

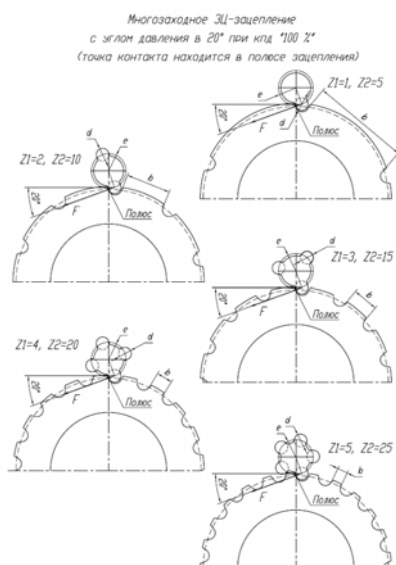


Рис.6. Ширина зубьев в ЭЦ-зацеплении

Указанные зависимости, методика расчета и построения профилей были подтверждены нами экспериментально при различных передаточных отношениях и межосевых расстояниях.

Аналогичные исследования были проведены и для конических передач.

Для цилиндрического ЭЦ-зацепления с параметрами: $A_w = 100$ мм, $Z_1 = 3$, $Z_2 = 17$, $d = 15,9$ мм, $e = 12,72$ мм, теоретический расчет, основанный на определении величин проскальзывания зубьев в точке контакта, дал величину поперечного КПД=99,99 % при коэффициенте трения 0,075.

Экспериментальное подтверждение высокого КПД в цилиндрическом ЭЦ-зацеплении было получено на нагрузочном стенде, фотография которого представлена на рис.7. Нагрузочный стенд состоит из рамы 1, на которой установлен электродвигатель 2 на подшипниковых опорах 3, который имеет возможность поворота вокруг своей оси при нагружении. При этом рычаг 4, соединённый с корпусом электродвигателя оказывает давление на входные датчики, регистрирующие входное усилие. Входная шестерня 5 соединена с валом электродвигателя через пальчиковую муфту 6. Выходное колесо 7 соединено с дисковым тормозом 8, рычаг 9 которого оказывает давление на выходной датчик, регистрирующий выходное усилие. Входная шестерня и выходное колесо установлены на подшипниках в корпусе 10. Корпус стандартный от редуктора 1Ц2У-160.

Спроектированы и изготовлены опытные образцы конических тяговых ЭЦ-редукторов для железнодорожного транспорта [5], которые заменили двухступенчатые эвольвентные редукторы в маневровом локомотиве МПТ6.

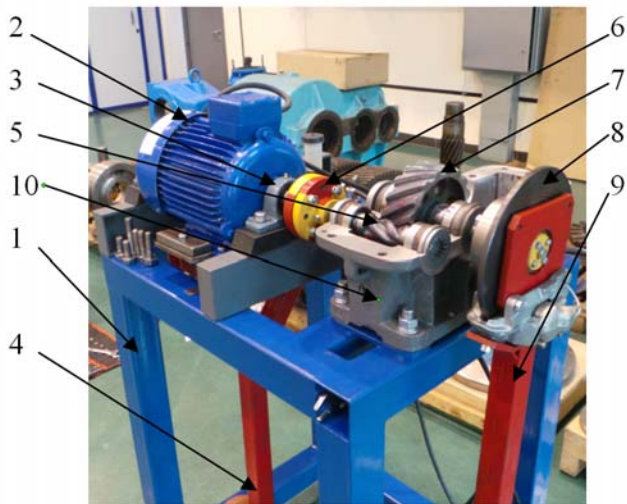


Рис.7. Фотография нагрузочного стенда.

Эти экземпляры прошли успешные полевые испытания (2 года), получен заказ на изготовление зубчатых колес для партии редукторов.

Двухступенчатый редуктор с передаточным отношением 140 прошел успешные испытания на немецкой фирме SEW [6].

Заключение:

Таким образом, в работе показано, что для любой пары ЭЦ-зацепления с заданным передаточным отношением и межцентровым расстоянием можно подобрать такие параметры

профилей, которые позволят обеспечить полюсное зацепление и, следовательно, максимально возможный КПД в зацеплении.

Библиографические ссылки

1. Становской В.В., Казакиявичюс С.М., Ремнёва Т.А., Кузнецов В.М., Бубенчиков А.М., Щербаков Н.Р. Новый вид зацепления колёс с криволинейными зубьями // Справочник. Инженерный журнал. – 2008. – № 9 (138). – С. 34–39.

2. Становской В.В., Казакиявичюс С.М., Ремнёва Т.А., Кузнецов В.М. Эксцентровоциклоидальное зацепление зубчатых колес и механизмы на его основе // Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения: сб. докл. науч.-техн. конф. с международным участием. - Ижевск, 2008, - С.148-152.

3. Казакиявичюс С.М., Становской В.В., Ремнева Т.А., Бубенчиков А.М., Щербаков Н.Р. Расчет Циклоидально –эксцентрового зацепления и механизмов на его основе // Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения: сб. докл. науч.-техн. конф. с международным участием. - Ижевск, 2008, - С.153-156.

4. Казакиявичюс С.М., Становской В.В., Ремнева Т.А., Кузнецов В.М., Бубенчиков А.М., Щербаков Н.Р. Работоспособность эксцентрово-циклоидального зацепления при изменении межосевого расстояния колес. Модификация вершин и впадин зубьев // Вестник машиностроения – 2011. - №3, стр. 7-9, см. также Kazakyavichyus S.M., Stanovskoy V.V., Remneva

T.A. et al. Performance of Eccentric – Cycloid Engagement with Change in the Interaxial Distance[^]: Modification of Tooth Configuration//Russian Engineering Research, 2011. Vol. 31, No3. pp.197-199.

5. *Становской В.В., Казакиявичюс С.М., Ремнёва Т.А, Кузнецов В.М.* Конические тяговые редукторы нового поколения на основе эксцентриково циклоидального зацепления. // Перспективные приводные системы, трансмиссии и робототехнические комплексы: Материалы международной научно-технической конференции / Могилев, 20-21 октября 2011 г. – С.85-90.

6. *Становской В.В., Казакиявичюс С.М., Ремнёва Т.А, Кузнецов В.М., Бубенчиков А.М., Щербаков Н.Р., Шмидт Й.* Двухступенчатый редуктор на основе эксцентриково-циклоидального зацепления. (Зацепление ExCyGear) // Вестник машиностроения – 2011. - №12, стр. 41-43.

PRECESSING TRANSMISSION BASED GEARS FOR OIL AND GAS MACHINERY

V. N. Sysrantsev, DSc in Engineering, Professor,

Tyumen State Oil and Gas University, v_syzrantsev@mail.ru;

J. G. Denisov, director, ECL Kurgan, denisow.yurij2010@yandex.ru;

V. P. Wiebe, Post-graduate, Tyumen State Oil and Gas University, wiebe45rus@mail.ru;

D. S. Fedulov, Post-graduate, Tyumen State Oil and Gas University

Abstract: The paper describes the gears of new generation for oil and gas pipeline valves based on precessing transmission. The kinematic and layout diagrams of this type of gears are presented, their advantages are shown in comparison with the existing designs.

Keywords: precessing transmission, valving, pipeline, ball valve

РАЗРАБОТКА ПРИВОДОВ НЕФТЕГАЗОВОГО ОБОРУДОВАНИЯ НА ОСНОВЕ ПРЕЦЕССИРУЮЩЕЙ ПЛОСКО-КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

*В.Н. Сызранцев, доктор технических наук, профессор, Тюменский государственный
нефтегазовый университет, v_syzrantsev@mail.ru;*

*Ю.Г. Денисов, генеральный директор ООО Фирма «СТЭК», Курган,
denisow.yurij2010@yandex.ru;*

*И.П. Виебе, аспирант, Тюменский государственный нефтегазовый университет,
wiebe45rus@mail.ru;*

Д.С. Федулов, аспирант, Тюменский государственный нефтегазовый университет

Аннотация: Рассматриваются приводы нового поколения нефтегазового оборудования на основе прецессирующей плоско-конической передачи, различные конструкции ручных приводов запорной арматуры, редукторные вставки к винтовому насосу для добычи тяжелых нефтей.

Ключевые слова: привод, прецессирующая передача, запорная арматура, трубопровод, шаровой кран

Введение

Основой подавляющего большинства ручных приводов запорной арматуры в настоящее время, как в России, так и за рубежом, является червячная передача [1]. Несмотря на достигнутые результаты в области технологии изготовления этих передач ведущими отечественными и мировыми производителями и удачную конструктивную компоновку

привода, низкий коэффициент полезного действия червячной передачи, ограниченная нагрузочная способность и значительный страгивающий момент, особенно негативно сказывающиеся на надежности привода в суровых условиях эксплуатации - причины, требующие разработки приводов на основе иных зубчатых механизмов. В последние годы разработан ряд новых конструкций приводов запорной арматуры, среди которых перспективными являются приводы на основе спироидной передачи [2], волновые редукторы с промежуточными телами качения (ТОМЗЭЛ, СибМаш, Гусар) и эксцентриково-циклоидальные редукторы (ЗАО «Технологии маркет», г. Томск). По сравнению с червячной передачей спироидная передача обладает более высоким к.п.д. и нагрузочной способностью, имеет более лучшие массо-габаритные характеристики особенно в случае применения стальных зубчатых колес. В то же время высокая относительная скорость скольжения поверхности витка червяка и поверхности зуба спироидного колеса по сравнению с аналогичными относительными скоростями поверхностей зубьев шестерни и зубьев колес цилиндрических и конических передач приводит к значительным по величине страгивающим моментам при работе ручных приводов запорной арматуры в суровых условиях эксплуатации. Волновые редукторы с промежуточными телами качения и эксцентриково-циклоидальные редукторы имеют высокий к.п.д.[1] и, как следствие, малую страгивающую нагрузку при многопарном контакте тел качения. В то же время, помимо значительно более сложной технологии изготовления таких передач по сравнению с традиционными червячными и спироидными, нагрузочная способность передачи с промежуточными телами качения в условиях существенно точечного их контакта даже с учетом многопарности зацепления не достигает нагрузочной способности цилиндрических или конических передач при идентичных массо-габаритных параметрах.

В настоящей работе представлены результаты разработки приводов нефтегазового оборудования на основе использования прецессирующей плоскоконической передачи [3, 4, 5], обеспечивающей в одной ступени передаточное отношение (u) от 11 до 65 при многопарном (до 12 пар при $u=65$) контакте зубьев в зацеплении, обладающей высоким к.п.д. (88...90%), плавностью работы, по сравнению при идентичной массе и передаточном числе привода на основе червячной передачи увеличенным (до двух раз) крутящим моментом, а при одинаковой нагрузочной способности на 35...40% сниженной металлоемкостью. В процессе работы зубья шестерни и колеса передачи обкатываются, а не скользят относительно друг друга как в червячной или спироидной передачах, следствием чего передача имеет существенно меньший страгивающий момент и способна оставаться работоспособной в суровых условиях эксплуатации.

На рис. 1 представлена кинематическая схема редуктора с прецессирующей передачей. В корпусе редуктора жестко закреплено коническое колесо с числом зубьев z_1 . На приводном эксцентриковом валу через подшипниковый узел размещена двухвенцовая шестерня с зубчатыми венцами z_2 и z_3 . Выходной вал редуктора жестко связан с коническим колесом, имеющим число зубьев $z_4 = z_3$, и относительно корпуса установленным на подшипниках.

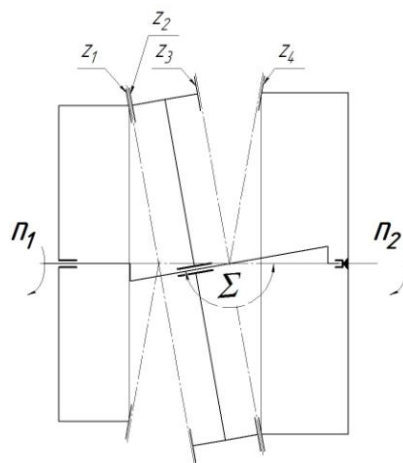


Рис. 1. Кинематическая схема редуктора с плоско-конической прецессирующей передачей

При вращении приводного эксцентрикового вала коническая двухвенцовая шестерня совершает сложное движение – вращение вокруг своей оси и вместе с приводным эксцентриковым валом вокруг оси редуктора, вызывая вращение зубчатой муфты, составленной из зубчатых венцов z_3 и z_4 . При этом на двухвенцовой шестерне образуются расположенные под углом 180° две зоны контакта зубьев: в зацеплении колес $z_1 - z_2$ и в зацеплении колес $z_3 - z_4$. Общее передаточное число редуктора реализуется парой зубчатых венцов z_1 и z_2 и рассчитывается по зависимости $u = z_2 / (z_2 - z_1)$.

На рис. 2, 3, 4 показаны конструкции ручного привода запорной арматуры на основе использования прецессирующей передачи, а на рис. 5, 6 образцы изготовленных приводов.

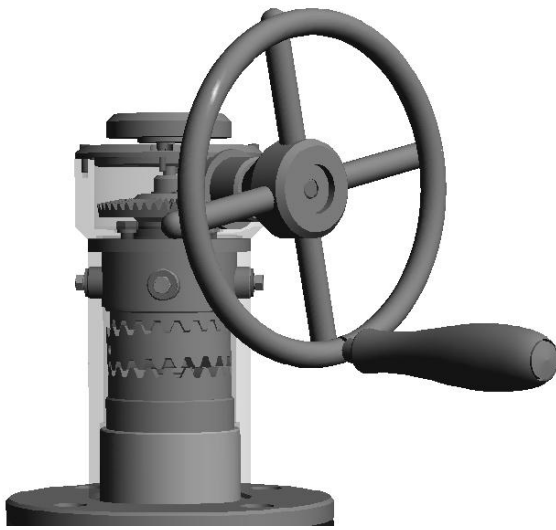


Рис.2

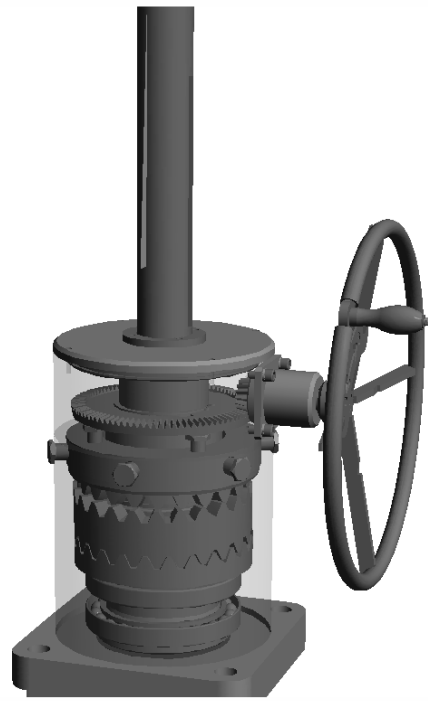


Рис.3

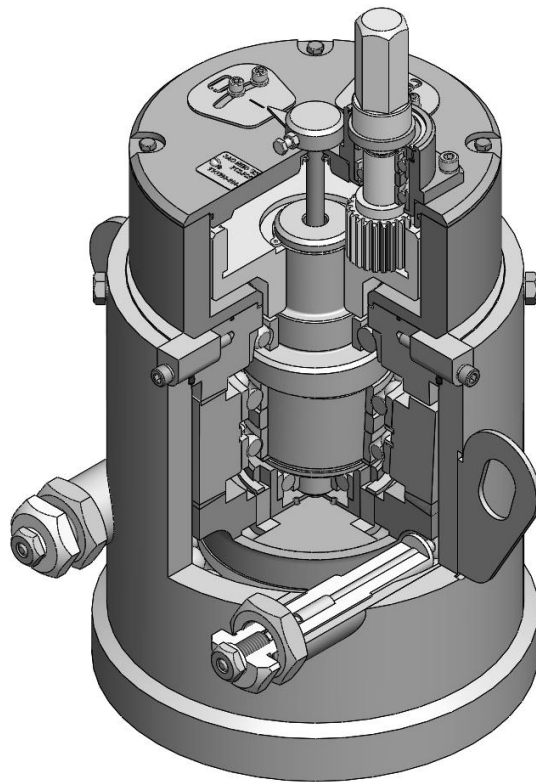


Рис. 4



Рис. 5. Приводы к шаровому крану ДУ-300

На рис. 7 показаны редукторные вставки к винтовому насосу для добычи тяжелых нефтей на основе плоско-конической прецессирующей передачи, соответственно с $u=21$ и $u=10,5$ в одних и тех же радиальных габаритах.



Рис. 6. Привод к шаровому крану ДУ-160



Рис.7. Редукторные вставки к винтовому насосу

Прецессирующая передача, являющаяся в общем случае конической с малым межосевым углом, может изготавливаться с прямыми, косыми, круговыми, двояковыпукловогнутыми (ДВВ) зубьями. Передача с ДВВ зубьями более предпочтительна, поскольку по сравнению с передачей с круговыми зубьями при синтезе зацепления [3], в процессе которого обеспечивается требуемая локализация контакта, имеет меньше геометрических ограничений на технологический процесс нарезания зубьев круговыми резцовыми головками на зуборезных станках.

Библиографические ссылки

1. *Набиев Р.М.* Червячный редуктор электропривода – пережиток прошлого или актуальная классика // Территория нефтегаз, 2010. – С.100-102.
2. *Гольдфарб В.И.* Спиroidные редукторы трубопроводной арматуры / В.И.Гольдфарб, Д.В.Главатских, Е.С.Трубачев, А.С.Кузнецов, Е.В.Лукин, Д.Е.Иванов, В.Ю.Пузанов. – М.: Вече, 2011 -222 с.
3. *Сызранцев В.Н.* Проектирование редуктора с прецессирующей зубчатой передачей / В.Н.Сызранцев, С.П.Вибе, В.Я.Котликова. – Казань: Научно-технический вестник Поволжья, № 2, 2011. – С.53-58.
4. Патент № 2334125 Российская федерация, С1 (RU), F04C 2/107, F04B 47/02. Установка скважинного винтового насоса / В.Н.Сызранцев, Д.М.Плотников, Ю.Г.Денисов, Э.В.Ратманов. – Оpubл. 20.09.2008. Бюл. №26.
5. Патент № 2419018 Российская федерация, МПК F16K31/04, F16K31/53 Электропривод запорной арматуры / Сызранцев В.Н., Плотников Д.М. - № 2009143224/06. Заявлено 23.11.2009. - Оpubл. 20.05.2011 - Бюл. № 14.

THEORY AND METHODS OF DEEP CONTACT STRENGTH CALCULATION FOR HIGHLY LOADED LASER-HARDENED GEAR DRIVES AND POWER TRANSMISSIONS

E. I. Tesker, DSc., Prof., Volgograd State Technical University, Russia, agromash-vg@rambler.ru;

S. E. Tesker, Ph.D, SurfaTec Laser Solutions, Canada, agromash-vg@rambler.ru

Abstract: Modern methods for increase in load capacity of gear power transmissions and drives are discussed. The results of studies and experimental research presented, demonstrate that new laser surface engineering technologies can be used effectively to enable surface layers with a set of properties to deliver higher load capacity and longevity.

Keywords: power transmissions, laser technology, surface modification, surface engineering, surface layers, properties, multi-factor conditions

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ ВЫСОКОНАГРУЖЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ТРАНСМИССИЙ И ПРИВОДОВ

Е. И. Тескер, д-р техн. наук, профессор ВолгГТУ, agromash-vg@rambler.ru;

С. Е. Тескер, канд. техн. наук, президент компании SurfaTec, Канада

Аннотация: Рассмотрены современные методы повышения несущей способности зубчатых передач трансмиссий и приводов. Приведены исследования, подтверждающие высокую эффективность применения новых лазерных технологий формирования поверхностных слоев с заданными свойствами.

Ключевые слова: трансмиссия, лазерная модификация, свойства поверхностных слоев, многофакторное воздействие

Повышение технического уровня и эксплуатационных показателей трансмиссий мобильных машин и приводов с зубчатыми передачами чаще всего осуществляется оптимизацией геометрических и точностных характеристик зацеплений, что не всегда технически и экономически оправдано. В работе показано, что более существенные результаты с минимальными затратами и без потери взаимозаменяемости достигаются применением прогрессивных методов упрочнения и модификации рабочих участков поверхностей зубьев. Ниже приводятся результаты исследований, свидетельствующих о том, что наиболее эффективными по сравнению с известными методами поверхностных

упрочняющих обработок, являются методы, основанные на применении высококонцентрированных потоков энергии (лазерного излучения):

Преимуществами лазерных технологий являются:

- высокие физико – механические и триботехнические свойства поверхностных слоев;
- высокая трещиностойкость и сопротивляемость разрушению при сложном напряженном состоянии;
- высокая сопротивляемость контактными нагрузкам, заеданию и износу;
- возможность формирования поверхностных слоев с заданными свойствами в локальных наиболее нагруженных, где могут возникать первичные разрушения или зонах с интенсивным изнашиванием.
- полное отсутствие короблений и деформаций, что позволяет выполнять лазерную модификацию в качестве финишной операции при изготовлении деталей приводов и трансмиссий. При этом минимизируются припуски, исключаются доводочные операции, снижается трудоемкость;
- автоматизация процесса;
- возможность управления топографией контактируемых поверхностей и их триботехническими свойствами, в том числе и за счет реализации эффекта самоорганизации поверхностей трения (образование масляных карманов);
- возможность формирования композиционных наноструктурированных покрытий на рабочих поверхностях высоконагруженных деталей с высокой сопротивляемостью разрушению в условиях многофакторного воздействия;
- возможность формирования тонкопленочных эластогидродинамических покрытий, применение которых позволяет обеспечить требуемую смазку в режиме масляного голодания (пуск, останов, выбег и т.п.), снизить до 5 раз коэффициент трения, снизить температуру в контакте, снизить вибрации, вызванные нестабильностью процесса трения, практически исключить приработочный износ, увеличить площадь фактического контакта и за счет этого снизить уровень контактных напряжений, вызванных погрешностями изготовления и монтажа.

Главной особенностью поверхностно упрочненных деталей является наличие структурно – неоднородного поверхностного слоя, свойства которого изменяются с расстоянием от поверхности.

Поэтому при лазерной обработке, также как и при химико – термической обработке или при обработке ТВЧ, основными характеристиками свойств металла, которые обязательно должны указываться в технической документации и подвергаться контролю являются:

- микроструктура упрочненного слоя;
- твердость на поверхности (H_n);
- эффективная твердость упрочненного слоя ($H^{\text{эф}}$);
- твердость сердцевины H_c (основной металл);
- общая и эффективная толщина упрочненного слоя ($h_o, h_{\text{эф}}$).

Необходимо обратить внимание на то, что при рассмотрении вопросов, связанных с усталостной прочностью и несущей способностью зубчатых передач важная роль отводится твердости контактирующих поверхностей зубьев. Это обусловлено тем, что физико – механические свойства поверхностного слоя материала зубьев, прежде всего, характеризуется его твердостью. Эмпирические зависимости для определения контактной выносливости были установлены А.И. Петрусевичем [1], который на основании результатов своих испытаний, а также ряда других исследователей (Вея, Бакингема, Нимана, Нисихара, Кабаяси и др.) пришел к выводу, что при числе циклов нагружения $N_{ц} \geq 10^7$ соотношение твердости и предела контактной выносливости испытуемого образца остается величиной постоянной. На рис. 1 и 2 показаны графики зависимости предела контактной выносливости от твердости, построенные по данным указанных авторов.

Наибольший интерес представляет зависимость предела контактной выносливости от твердости для поверхностно упрочненных и высокотвердых сталей. По данным А.И. Петрусевича, для цементованных деталей с твердостью $HRC > 55$ предел контактной выносливости $\tau_k \approx 0,8$ НВ (МПа). Обобщенные данные, характеризующие зависимость допускаемых напряжений от твердости, приведены в работе [2]. При этом соотношение твердости и предела контактной выносливости практически не отличается от данных А.И. Петрусевича.

Таким образом, зависимость предела контактной выносливости от твердости в общем случае может быть выражена формулой:

$$\tau_k = kH, \quad (1)$$

где k – коэффициент пропорциональности, зависящий от свойств материала.

Для цементованных и нитроцементованных автомобильных и тракторных зубчатых колес с твердостью $H \geq 550$ НВ в соответствии с рекомендациями [1,2] можно принять $k = 0,8$.

Зависимость (1) используется во всех существующих методиках расчета зубчатых колес рекомендуется предел контактной выносливости определять по формуле $\sigma_{H \text{ lim } b} = 23 HRC$ (МПа), что не более чем на 8 % отличается от значения приведенных в работе [1]. Из данных многочисленных результатов испытаний следует, что наибольшая сопротивляемость выкрашиванию достигается при 63 – 65 HRC.

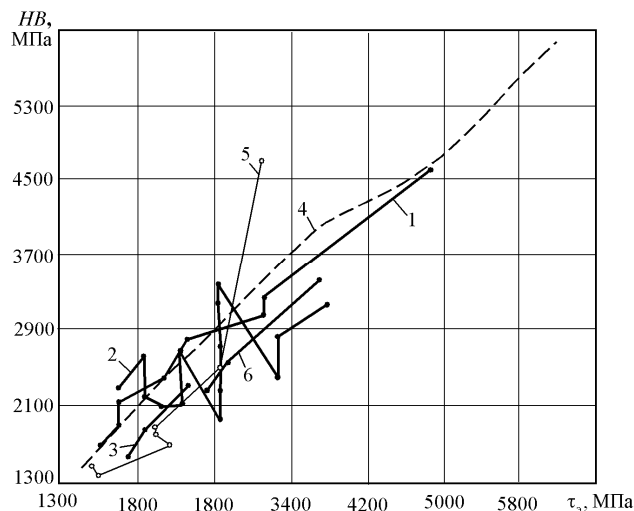


Рис. 1. График зависимости ограниченного предела усталости (на базе 10^7)

от твердости образцов-роликов при контактных испытаниях:

1 - Вей (углеродистая сталь); 2 - Ниман (образцы без термообработки);

3 - Бакингам (для всех опытов); 4 - Ниман (углеродистая сталь);

5 - Нисихара; 6 - Ниман (легированная сталь)

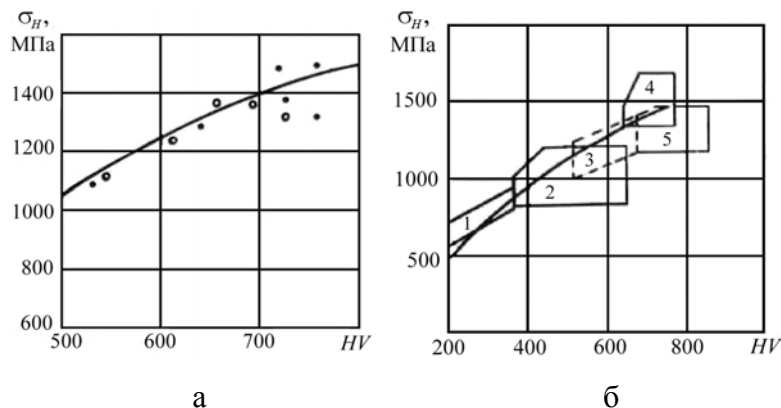


Рис. 2. Зависимость предела контактной выносливости от твердости:

а - хромомолибденовая сталь: О - индукционная закалка; ● - цементация, закалка;

б - 1 - легированные стали, азотирование; 3 - нормализованные стали, поверхностная закалка; 4 - легированные цементованные стали; 5 - газовое азотирование

Именно такая поверхностная твердость обеспечивается при лазерной обработке деталей из среднеуглеродистых и экономно легированных сталей.

При оценке эффективности того или иного метода упрочнения зубьев важным является наличие дефектов в поверхностном слое, а также закономерности изменения твердости слоя с расстоянием от поверхности.

Известно, что при химико – термической обработке дефекты микроструктуры чаще всего располагаются в тонком слое до 200 мкм. Очевидно, что также дефекты будут приводить к

снижению поверхностной контактной прочности, износостойкости и изгибной выносливости зубчатых колес. При лазерной поверхностной обработке указанные дефекты не образуются. Важное преимущество лазероупрочненного слоя заключается в том, что поверхностный слой, наряду с высокой твердостью обладает высокой вязкостью, что способствует повышению сопротивляемости усталостным разрушениям, а также разрушением при перегрузках.

На рис. 3 приведены осциллограммы, характеризующие процесс разрушения поверхностно – упрочненных образцов при ударных испытаниях.

Анализ осциллограмм показал, что разрушение объемнозакаленных образцов происходит в две стадии: зарождение трещины и ее распространение до полного разрушения образца рис. 3а.

При испытании образцов, что связано с формированием в поверхностном слое концентратора напряжений трехслойной структуры металла. Между твердым поверхностным слоем и сердцевиной расположен «мягкий слой» зоны отпуска. Разрушение слоистой структуры поверхностного слоя, образовавшейся после лазерной обработки, характеризуется на осциллограмме тремя максимумами нагрузки (рис. 3 б). Первый и второй максимумы нагрузки ($P_{max1} = P_{max2}$) соответствует моментам зарождения трещины в поверхностном упрочненном слое и зоне отпуска. Третий максимум нагрузки (P_{max3}) наблюдается при образовании трещины в подслоиной зоне металла с исходной структурой. Появление на осциллограмме трех максимумов нагрузки свидетельствует о торможении роста трещины при ее распространении в структурно – неоднородных зонах металла.

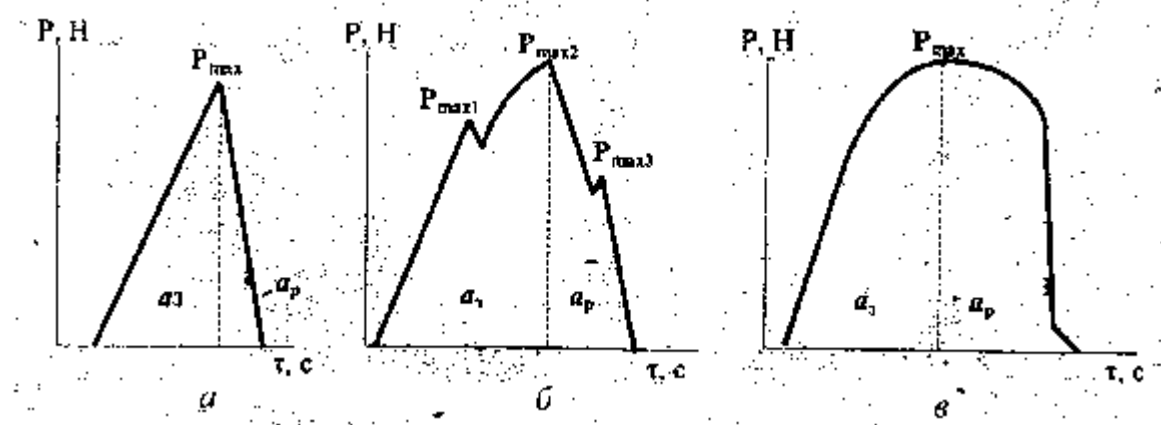


Рис. 3. Осциллограмма процесса разрушения при ударном нагружении образцов после: а – объемной закалки и отпуска при 160 С; б – лазерного упрочнения; в - лазерного отпуска.

Об этом свидетельствует также наблюдаемое при испытаниях искривление траектории трещины при ее прохождении через слои, которые характеризуют о различной

микроструктурной и физико – механическими свойствами.

Таким образом, лазерная обработка не только контактируемых поверхностей зубьев и зон концентраторов напряжений (например, галтель и переходная кривая) позволяет значительно повысить сопротивляемость изгибающим и контактными нагрузкам.

Известно, что многие детали машин работают в условиях многофакторного воздействия, когда наряду с контактными и изгибающими нагрузками, имеет место процесс интенсивного изнашивания.

Преимущества лазероупрочненных поверхностных слоев, выявляемые при эксплуатации деталей приводов в указанных условиях, подтверждены при всесторонних испытаниях на изнашивание.

Получено, что износостойкость поверхностей после лазерной обработки более чем в 2 раза превышает износостойкость деталей после ХТО.

Полученные результаты объясняются тем, что при лазерной обработке можно за счет определенного расположения лазерных треков получить эффект самоорганизации поверхностей трения, обусловленный определенными закономерностями распределения поверхностной микротвердости по упрочненной зоне (рис. 4).

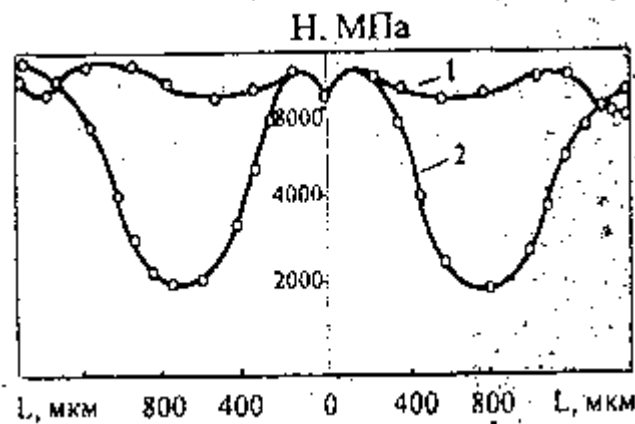


Рис. 4. Распределение микротвердости по поверхности, упрочненном лазером по оптимальной технологии (кривая 1) и с шагом $S > d_n$ (кривая 2).

Испытания показали, что наибольшей износостойкостью обладают образцы с оптимальным расположением лазерных дорожек, при котором распределение микротвердости по ширине рабочей поверхности (вдоль образующей цилиндра) соответствует показанному на рис. 4 кривая 1. Наиболее низкой долговечностью обладали образцы с распределением микротвердости, показанной на рис. 4 кривая 2. Однако во всех случаях лазерное упрочнение способствовало повышению износостойкости, по сравнению с образцами, обработанными по стандартной технологии.

Для объяснения причин, выявленных при триботехнических испытаниях упрочненных лазером образцов, были проанализированы профилограммы, полученные при различных числах циклов (рис. 5).

На всех стадиях испытаний видны значительные различия параметров волнистости и шероховатости поверхностей, подвергнутых стандартной обработке и лазерному упрочнению. При испытаниях с объемной закалкой происходит незначительное изменение микропрофиля поверхности. В начальный момент испытаний наблюдается некоторое выглаживание (приработка) поверхностей, а затем происходит равномерное удаление изнашиваемого материала с сохранением до конца испытаний установившейся топографии поверхности, которая незначительно отличается от исходной (рис. 5).

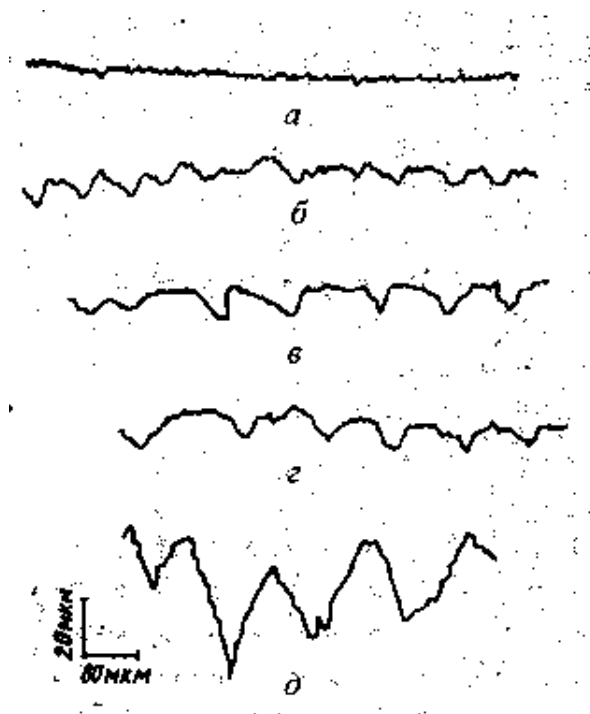


Рис. 5. Профилограммы поверхностей трения роликов: а – до и после испытания на базе $N_{ц} = 2 \cdot 10^6$ циклов (упрочнение по стандартной технологии); б – после $N_{ц} = 8 \cdot 10^6$ циклов (лазерное упрочнение по оптимальной технологии); в, г и д – лазерное упрочнение при $S > d$ для $N_{ц} = 1,3 \cdot 10^6$ циклов; $N_{ц} = 2 \cdot 10^6$ циклов; $N_{ц} = 2 \cdot 10^6$ циклов соответственно.

Результаты испытаний позволяют сделать вывод о том, что образование волнистой поверхности происходит вследствие неодинаковой скорости изнашивания различных структурно – неоднородных участков. Наибольшая скорость изнашивания наблюдается в локальных зонах, расположенных между лазерными дорожками или на участках их перекрытия. Именно в этих зонах при металлографических исследованиях выявляются немартенситные структуры с более низкой микротвердостью и сопротивляемостью

изнашиванию. Образование таких структур обусловлено фазовыми превращениями, протекающими в поверхностном слое металла при лазерной обработке.

Различия в интенсивности изнашивания локальных участков поверхности контакта, вызванные неоднородностью физико – механических свойств упрочненного лазером материала, сохраняются до определенного момента испытаний. Наблюдаемое затем снижение темпа изнашивания и соответствующую этому моменту стабилизацию топографии поверхности трения можно объяснить следующими причинами. В процессе испытаний увеличение волнистости исходной поверхности и ее самоорганизация приводят к формированию определенного рельефа, который способствует возникновению устойчивости упруго – гидродинамической масляной пленки, разделяющей поверхности трения.

Таким образом, лазерная обработка позволяет повысить износостойкость и несущую способность триботехнических свойств поверхностного слоя деталей машин, но и создание условий для самоорганизации поверхностей трения, что в свою очередь способствует формированию устойчивой упругогидродинамической масляной пленки в зоне контакта. Значительное увеличение износостойкости деталей трансмиссий и приводов может быть достигнуто применением тонкопленочных эластогидродинамических покрытий фирмы SurfaTec (Канада). Преимущества этих покрытий были описаны выше. Покрытия успешно применяются в высоконагруженных узлах трения приводов.

Библиографические ссылки

1. *Петрусевич А.И.* Контактная прочность деталей машин. М.: Машиностроение, 1970 г.
2. *Тескер Е.И.* Методы расчета на контактную прочность поверхностно упрочненных зубчатых передач: дисс. д.т.н. Волгоград, 1988 г.

ON CALCULATION OF DEPTH CONTACT STRENGTH OF SURFACE-HARDENED GEARS

E. I. Tesker, DSc., Prof., Volgograd State Technical University, Russia, agromash-vlg@rambler.ru;

S. E. Tesker, PhD, SurfaTec Laser Solutions (Canada), agromash-vlg@rambler.ru.

Abstract: Physical and mathematical models for contact failures of surface-hardened gears with non-homogenous surface layer structure are presented. The conditions initiating depth contact failures of laser surface-hardened gears are discussed.

Keywords: contact strength, depth contact failures, non-homogenous surface layer, hardness, stress deformation conditions, power transmissions, laser technology

К РАСЧЕТУ ГЛУБИННОЙ КОНТАКТНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОВЕРХНОСТНО-УПРОЧНЕННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Е. И. Тескер, д-р техн. наук, профессор ВолгГТУ, agromash-vlg@rambler.ru;

С. Е. Тескер, канд. техн. наук, президент компании SurfaTec, Канада

Аннотация: Представлены физические и математические модели контактных разрушений поверхностно-упрочненных зубчатых передач со структурно – неоднородным поверхностным слоем. Рассмотрены условия возникновения глубинных контактных разрушений зубчатых колес, упрочненных лазером.

Ключевые слова: контактная прочность, глубинные разрушения, твердость слоя, напряженно- деформированное состояние

В современных машинах силовые элементы приводов и трансмиссий изготавливаются с поверхностным упрочнением или со специальными покрытиями. Особенностью контактного взаимодействия таких деталей является неоднородное распределение свойств материала по рабочему объему. При этом распределение полей напряжения вдоль вертикальной оси и эквивалентного напряжения по глубине материала должно соответствовать характеру неоднородности покрытия.

Указанные особенности обуславливают различную сопротивляемость разрушению материала детали с расстоянием от поверхности.

Из решений контактной задачи и закономерностей распределения напряжений следует, что при контактном нагружении деталей даже структурно-однородного материала

первичные контактные разрушения могут возникнуть как на поверхности, так и на некоторой глубине.

В связи с этим общепризнанной является классификация контактной усталости для зубчатых колес по принципу нахождения местоположения источника первичных разрушений: поверхностная или глубинная контактная усталость.

Силовые характеристики контактного взаимодействия, состояние поверхностей контактируемых деталей, условия смазки и свойства материала в зоне контакта по-разному влияют на условия возникновения поверхностных и подповерхностных разрушений. Поэтому при оценке контактной прочности и долговечности силовых элементов приводов и трансмиссий самоходных машин требуется отдельный анализ факторов, влияющих на поверхностную и глубинную контактную прочность. Наибольший интерес представляют исследования глубинной контактной прочности, т.к. глубинные разрушения связаны с отслаиванием значительных участков поверхности и резким повышением удельной контактной нагрузки на неповрежденных участках, что, в свою очередь, способствует дальнейшему интенсивному развитию разрушений. Именно этот вид разрушений является определяющим при дефектации деталей (зубчатые колеса, подшипники и т.д.) в эксплуатации. Возникновение подповерхностных усталостных разрушений при испытаниях наблюдалось многими исследователями. Для возникновения таких разрушений необходимы вполне определенные условия. Экспериментальными исследованиями установлено, что расположение максимальных касательных напряжений на определенной глубине под поверхностью не является единственной причиной образования глубинных разрушений. Для возникновения таких разрушений требуется наличие дополнительных концентраторов напряжений, которыми чаще всего являются дефекты микроструктуры или наличие структурно-неоднородного поверхностного слоя. В этом случае при действии высоких циклических контактных напряжений ослабляется влияние на контактную выносливость свойств материала и характера напряженного состояния крайнего поверхностного слоя, и превалирующим становится влияние подповерхностных концентраторов напряжений. Это положение подтверждается, например, зависимостью положения зоны первичных усталостных разрушений от метода выплавки стали. Такая зависимость была обнаружена при испытаниях на контактную усталость деталей, полученных путем электрошлакового и вакуумного переплава сталей, различных по содержанию неметаллических включений, прежде всего, карбидов титана. При неблагоприятных условиях смазки, когда отношение толщины масляной пленки h_0 к приведенной высоте микронеровностей R_z составляло $h_0/R_z \leq 1,25$, через 10^6 циклов нагружения на поверхности наблюдали мелкие трещины,

расположенные на под углом 45^0 . Причем, усталостные трещины зарождались у самой поверхности в зоне микронеровностей. Материал в зоне образования трещин претерпевал структурные превращения, о чем свидетельствовало наличие слаботравящегося слоя, расположенного вблизи зоны действия максимальных касательных напряжений. При этих условиях различие в долговечности исследуемых типов марок сталей было незначительным. По мере улучшения условий смазки, характеризуемых отношением h_0/R_Z , число поверхностных трещин уменьшалось, и, наряду с этим чаще встречались подповерхностные трещины, ориентированные параллельно поверхности контакта. Превалирующее образование таких трещин наблюдалось при $h_0/R_Z = 3$. При этом долговечность деталей из стали вакуумного переплава существенно возрастала, что объясняется меньшей ее загрязненностью неметаллическими включениями, которые служили источником образования подповерхностных трещин. Следовательно, когда толщина масляной пленки не превышает приведенную высоту микронеровностей, основную роль играет концентрация напряжений на площадках фактического контакта микронеровностей. Влияние качества стали в этом случае практически не обнаруживается, а долговечность деталей минимальна. Увеличение толщины масляной пленки привело к устранению контакта микронеровностей и значительному повышению долговечности деталей из стали вакуумного переплава. Одновременно произошло изменение механизмов разрушения, а именно: вместо поверхностных возникали глубинные трещины в зоне включений. Такой же эффект обнаружен при испытаниях зубчатых колес, смазываемых вязкими маслами и жаростойкими жидкостями. В этих опытах также наблюдали подповерхностные трещины, располагавшиеся параллельно поверхности. Источником разрушения были неметаллические включения, обнаруженные в зоне действия максимальных контактных напряжений. Смазка маслом с низкой вязкостью приводила к появлению поверхностных трещин. Полная гидродинамическая смазка обеспечивалась только при $h_0/R = 2,5$.

Приведенные данные свидетельствуют о том, что причиной образования глубинных контактных разрушений являются не только высокие контактные напряжения, но и снижение физико-механических свойств материала в подповерхностной зоне, где действуют максимальные эквивалентные напряжения.

Для исследования условий, при которых возникают глубинные контактные разрушения, разработана обобщенная математическая модель, основанная на том, что контактная усталость обусловлена особенностями напряженно-деформированного состояния поверхностно-упрочненного материала зубьев, а также неоднородностью распределения его физико-механических свойств по рабочему объему. В соответствии с этой моделью

расчетные условия включают уравнения, описывающие изменение контактных напряжений по глубине в наиболее нагруженной области контакта при статических или циклических нагрузках, а также аналитические зависимости, характеризующие закономерности изменения по толщине упрочненного слоя свойств материала зубьев, определяющих способность сопротивляться контактным нагрузкам. С учетом этого, критериальные условия, определяющие глубинную контактную прочность имеют вид:

при статических нагрузках

$$\tau_{\Sigma}(z) < \tau_S(z) \text{ или } \sigma_{\Sigma}(z) < \sigma_S(z); \quad (1)$$

при циклических нагрузках

$$\tau_{\Sigma}'(z) < \tau_k(z) \text{ или } \sigma_{\Sigma}'(z) < \sigma_{\text{lim } b}(z), \quad (2)$$

где τ_{Σ} , τ_{Σ}' и σ_{Σ} , σ_{Σ}' – эквивалентные напряжения, найденные по соответствующим теориям прочности; τ_S , σ_S и τ_k , $\sigma_{\text{lim } b}$ – пределы текучести и контактной выносливости.

Таким образом, в любой рассматриваемой точке материала зуба, расположенной в глубине на расстоянии $z = z_i$ от поверхности контакта, должны выполняться условия прочности

$$\tau_{\Sigma}(z) < \tau_S(z) \text{ или } \sigma_{\Sigma}(z) < \sigma_S(z); \quad (3)$$

$$\tau_{\Sigma}'(z) < \tau_k(z) \text{ или } \sigma_{\Sigma}'(z) < \sigma_{\text{lim } b}(z). \quad (4)$$

Модель основана на следующих теоретических положениях и экспериментально доказанных фактах.

1) Напряженное состояние материала зубьев в любой точке контакта может быть описано основными зависимостями для компонент напряжений, полученными из решений контактной задачи теории упругости для случая контакта двух цилиндров с параллельными осями. При этом для наиболее характерных условий эксплуатации хорошо смазываемых ($\mu = 0,05-0,08$) высоконапряженных зубчатых колес влияние касательной составляющей и смазки на напряженное состояние глубинных слоев материала при контактном взаимодействии зубьев можно не учитывать.

2) Глубинные разрушения поверхностно-упрочненных зубчатых колес обусловлены особенностями напряженного состояния в зоне контакта и неоднородностью распределения по рабочему объему физико-механических свойств материала, определяющих его сопротивляемость контактным нагрузкам. Причем, существуют вполне определенные закономерности изменения напряжений и физико-механических свойств по толщине поверхностно-упрочненного материала, находящегося в зоне контакта. Эти закономерности можно описать соответствующими уравнениями, зависящими от координаты z .

3) Глубинная контактная усталость упрочненных высокопрочных сталей связана с процессами локального микронеоднородного упругопластического деформирования и поэтому не отличается от обычной усталости. Основываясь на многочисленных экспериментальных данных, свидетельствующих об изменении при циклическом контактом нагружении микроструктуры и микротвердости глубинных слоев материала с высокой твердостью, можно поверхностно-упрочненные (цементация, нитроцементация и т.п.) стали, используемые для изготовления зубчатых колес, отнести к квазихрупким материалам, а, следовательно, использовать для объяснения механизма глубинных разрушений основные положения дислокационной теории.

4) Сопротивление материала зубьев упругопластическим деформациям и контактной усталости лучше всего коррелирует с его твердостью, измеренной при малых нагрузках на индентор. При таких измерениях наиболее полно выявляются физико-механические свойства отдельных структурных составляющих, расположенных в опасной зоне контакта. Можно считать, что существует практически линейная зависимость предела текучести при сдвиге и предела контактной усталости от твердости микрообъемов материала.

5) Величина пластических сдвигов при статических нагрузках зависит от уровня касательных напряжений. Поэтому в качестве напряжений, ответственных за развитие пластических деформаций в поверхностно-упрочненном материале при перегрузках, в критериальных условиях (1) и (2) приняты максимальные касательные напряжения $\tau_{max} = \tau_{45^\circ}$, действующие в направлении центральной оси симметрии z на площадках, расположенных под углом 45° к этой оси.

6) При перекачивании цилиндров глубинная контактная усталость вызывается знакопеременными контактными напряжениями τ_{yz} , действующими вблизи контура площадки контакта ($y \approx \pm b$) в плоскостях, параллельных и перпендикулярных координатным осям. Поскольку разрушение только от нормальных или только от касательных напряжений в принципе невозможно, то в критериальные уравнения (2) и (4) входят функции эквивалентных касательных напряжений, определяемых по теории Мора. Критерии прочности (1) и (2) имеют четкий физический смысл и удовлетворительное совпадение с результатами экспериментальных исследований контактных разрушений. Основываясь на современных достижениях науки о прочности при сложном напряженном состоянии, в расчетной модели впервые исследована возможность использования, при рассмотрении вопросов, связанных с глубинной контактной прочностью, обобщенных критериев прочности при сложном напряженном состоянии и представляющих собой инвариантные, по

отношению к напряженному состоянию, функции касательных напряжений, максимального (с учетом знака) нормального напряжения и констант материала.

В соответствии с предложенной обобщенной моделью, независимо от метода расчета эквивалентных напряжений, относительная нагруженность материала в любой точке характеризуется величиной коэффициента запаса n , который, так же как напряжения и свойства материала, изменяется по толщине упрочненного слоя, т.е. может быть представлен в виде функции $n(z)$. Таким образом, модель учитывает отличительную особенность контактного нагружения поверхностно-упрочненного материала, которая заключается в том, что эквивалентные напряжения и сопротивляемость материала контактным нагрузкам одновременно изменяются с расстоянием от поверхности контакта.

Первые очаги пластических деформаций при перегрузках или усталостные трещины возникают, прежде всего, в зонах с наименьшими коэффициентами $n_{S_{\min}}$ или $n_{K_{\min}}$.

Уравнения, описывающие функциональные зависимости коэффициентов $n(z)$, с учетом принятых критериев прочности, имеют вид:

при статических нагрузках

$$n_s(z) = \frac{\tau_s(z)}{\tau_3(z)} \quad \text{или} \quad n'_s(z) = \frac{\sigma_s(z)}{\sigma_3(z)} ; \quad (5)$$

при циклических нагрузках

$$n_k(z) = \frac{\tau_k(z)}{\tau'_3(z)} \quad \text{или} \quad n'_k(z) = \frac{\sigma_{\text{lim}b}(z)}{\sigma'_{\text{эКВ}}(z)} . \quad (6)$$

Таким образом, расчет на глубинную контактную прочность сводится к нахождению минимального значения коэффициента n_{\min} и местоположения опасной зоны, определяемого координатой $z = z_{n_{\min}}$, где $n = n_{\min}$. Эта задача может быть решена, если известны функциональные зависимости, определяющие закономерности изменения эквивалентных напряжений и характеристик контактной прочности материала, находящегося в зоне контакта.

С использованием модели разработаны методы расчета зубчатых передач с упрочненным поверхностным слоем, которые включены в ГОСТ 21354. Методы расчета позволяют не только оценить несущую способность зубчатых передач, но и устанавливать оптимальные характеристики свойств при поверхностных упрочняющих обработках.

OPTIMIZATION APPROACH TO DESIGN OF INVOLUTE SPUR AND HELICAL GEARS

A. A. Tkachev, PhD in Engineering, Assistant Professor,

Kalashnikov Izhevsk State Technical University, alexander.tkachev.18@gmail.com

Abstract: The article describes an optimization approach to computerized design of involute spur and helical gears. It is based on determining special parameters, called key ones, which can be found during the early stage of the designing procedure.

Keywords: involute spur and helical gears, key parameters, dynamic blocking contour, optimization approach

ОПТИМИЗАЦИОННЫЙ ПОДХОД К ПРОЕКТИРОВАНИЮ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

A. A. Ткачев, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный

технический университет имени М. Т. Калашникова, alexander.tkachev.18@gmail.com

Аннотация: Предложен оптимизационный подход к автоматизированному проектированию эвольвентных цилиндрических передач на основе выделения особых, названных ключевыми, параметров, определяемых на ранней стадии процесса проектирования.

Ключевые слова: эвольвентные цилиндрические передачи, ключевые параметры, динамичный блокирующий контур, оптимизационный подход

Введение

При проектировании зубчатых передач приходится иметь дело с множеством варьируемых параметров, перебором большого количества вариантов передачи и оценкой её качества по целой совокупности критериев. Пространство параметров и количество вариантов могут быть столь велики, что перебор всех возможных сочетаний оказывается нецелесообразным, а зачастую и в принципе невозможным, даже при использовании современной вычислительной техники (если иметь в виду автоматизированное проектирование). Поэтому при проектировании зубчатых передач (как, впрочем, и многих других объектов) весьма важно выявить возможность сокращения числа вариантов и «сужения» пространства варьирования параметров до пределов, диктуемых объективными ограничениями на геометрические, кинематические и прочностные характеристики (впрочем, можно отметить, что здесь могут приниматься во внимание и другие ограничения, например, экономического или технологи-

ческого свойства). Это может значительно повысить производительность и качество проектирования. Особенно важно выявление такой возможности на ранней стадии процесса проектирования, поскольку при этом выигрыш от подобной «рационализации» этого процесса оказывается наибольшим. Если при этом удаётся для каждого конкретного набора входных данных оперативно оценить качество передачи по совокупности её основных критериальных параметров, то можно, по существу, говорить о прогнозировании качества передачи на раннем этапе её проектирования.

Ключевые параметры эвольвентных цилиндрических передач

При проектировании некоторых видов зубчатых передач – и, в частности, эвольвентных цилиндрических – подобный подход удаётся осуществить благодаря одной их характерной особенности. Дело в том, что для передач данного вида среди множества характеризующих их параметров можно выделить некоторые определяющие параметры – назовём их ключевыми – от которых зависит значительная часть их основных характеристик. При этом становится возможным постановка и решение следующих задач: 1) поиск функциональной зависимости характеристик передачи от значений упомянутых ключевых параметров (предпочтительными являются аналитические зависимости); 2) обеспечение возможности определения (выбора) этих параметров на ранней стадии проектирования, в наилучшем случае – на стадии выбора исходных данных. Если эти задачи будут решены, то при проектировании, особенно автоматизированном, появляется следующая интересная возможность: найдя те или иные значения ключевых параметров, можно практически немедленно рассчитать величины основных характеристик проектируемой передачи, интересующих конструктора, и оценить их по каким-то заранее установленным критериям. Если результат этой оценки положителен, то можно считать, что определяющие параметры выбраны верно; в противном случае необходимо выбрать иные значения этих параметров и повторить вышеописанную процедуру. Этот процесс схематично представлен на рис. 1.

Подобная методология проектирования фактически позволяет прогнозировать основные характеристики передачи на раннем этапе её разработки. При автоматизированном проектировании эвольвентных цилиндрических и некоторых других видов передач подобный подход удаётся реализовать благодаря использованию так называемых блокирующих контуров [1, 2, 3, 4] для рационального выбора коэффициентов смещения шестерни и колеса. Этап определения этих коэффициентов весьма важен, поскольку от их значений зависят почти все основные параметры передачи, и в то же время – и по этой же причине – он является одним из первых, начальных этапов при проектировании передач данного вида.

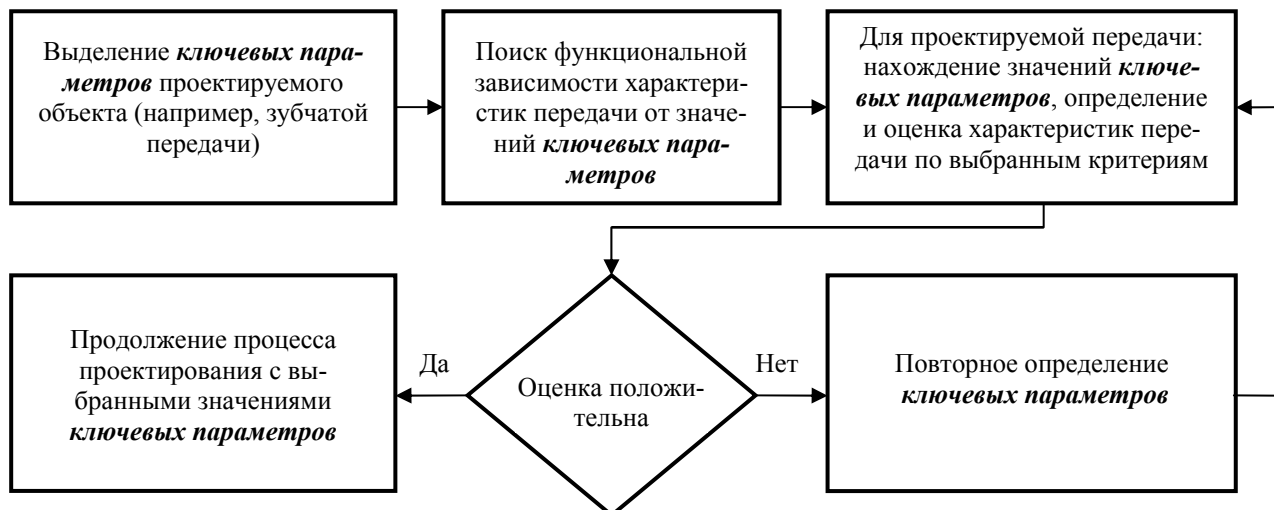


Рис. 1. Оптимизация процесса проектирования с помощью ключевых параметров.

Фактически при сложившейся к настоящему времени методологии проектирования (в том числе и автоматизированного) цилиндрических передач выбор коэффициентов смещения шестерни и колеса непосредственно примыкает к этапу формирования исходных данных на проектирование, а иногда и является частью этого этапа. Таким образом, коэффициенты смещения шестерни (x_1) и колеса (x_2) вполне годятся на роль ключевых параметров в том смысле, в котором это было изложено выше. Применение блокирующих контуров (БК) позволяет подойти к выбору коэффициентов смещения максимально рациональным образом и фактически полностью закрыть эту проблему, что, однако, на практике сдерживается высокой трудоёмкостью расчёта линий, образующих блокирующий контур. Дело в том, что расчёт большинства этих линий, за исключением прямых, сводится к вычислению координат составляющих их точек на координатной плоскости x_1, x_2 , соединяемых затем отрезками прямых. Поэтому точность расчёта и визуального отображения конкретной линии зависит от количества рассчитанных и отображённых на координатной плоскости точек, принадлежащих данной линии. Вычисление же координат каждой точки почти любой линии приходится выполнять численными методами, ибо соответствующие уравнения являются трансцендентными. Поэтому реализация данного подхода при автоматизированном проектировании передач требует, прежде всего, разработки математического и программного обеспечения по расчёту и отображению блокирующих контуров. Соответствующие программные модули при этом становятся фактически ядром САПР эвольвентных цилиндрических передач, а сама САПР приобретает весьма привлекательное с теоретической и практической точек зрения свойство, заключающееся в возможности прогнозирования основных характеристик цилиндрической передачи на раннем этапе её проектирования.

Здесь уместно заметить, что, вообще говоря, далеко не всякий объект проектирования – например, в машиностроении – обладает подобным свойством, то есть возможностью выделения ключевых параметров. Во многих случаях выделение таких параметров либо в принципе невозможно, либо они определяются на стадии проектирования, уже достаточно далёкой от начальной, на основании каких-либо ранее найденных (принятых, выбранных, рассчитанных) характеристик проектируемого объекта. Поэтому если результат оценки проектного варианта по каким-либо критериям окажется неудовлетворительным, то придётся заново повторять весь процесс проектирования – уже с другими значениями определяющих параметров, выбор которых к тому же далеко не всегда удаётся формализовать и подчинить чёткому алгоритму. Предлагаемый же подход, как будет показано далее, свободен от этих недостатков; к тому же выбор ключевых параметров – коэффициентов смещения шестерни и колеса – выполняется не только на основании совокупности чётких критериев, но и максимально наглядно для проектировщика, что является ещё одним немаловажным преимуществом, особенно при практическом проектировании передач.

Ещё один аспект рассматриваемого подхода заключается в следующем. При проектировании зубчатых передач – в том числе, разумеется, и эвольвентных цилиндрических – достаточно часто возникает задача обеспечения минимальных либо максимальных (то есть экстремальных) значений каких-либо параметров или характеристик проектируемой передачи. При этом могут рассматриваться, вообще говоря, два аспекта проблемы: либо обеспечение экстремального количественного значения какого-либо параметра (одного либо – реже – сразу нескольких), либо «вывод» на экстремальный уровень какой-либо характеристики передачи, не измеряющейся конкретным численным значением, но тем не менее характеризующей какое-то её свойство или показатель функционирования. Рассматриваемый подход позволяет решить и эту проблему, и опять-таки с максимальной степенью наглядности в процессе проектирования [2].

Здесь можно заметить, что поиск варианта проектируемого объекта, являющегося оптимальным по какому-либо критерию (либо, возможно, по совокупности критериев), почти всегда так или иначе связан с определением экстремального значения какой-то характеристики или параметра. Упрощённо говоря, оптимум – это почти всегда экстремум. Поэтому оптимизационный подход фактически позволяет осуществлять проектирование передач, обладающих экстремальными характеристиками в том или ином отношении. Более того, возможна реализация «экстремального» проектирования передач и при ещё одном условии, а именно – при наложении на некоторые параметры передачи заранее принимаемых одно- или двусторонних ограничений вида $a > a_{min}$, $a < a_{max}$ (односторонние ограничения), $a_{min} < a <$

a_{max} (двустороннее ограничение) (здесь a – некоторый параметр передачи, a_{max} и a_{min} – его максимальное и минимальное значения). Для этого потребовалось существенно расширить само понятие блокирующего контура и наделить его некоторыми новыми свойствами, что нашло отражение в разработанной нами концепции динамического блокирующего контура [2].

Заключение

Таким образом, изложенный подход к проектированию зубчатых передач фактически позволяет оптимизировать эту процедуру, причём здесь имеет место случай своеобразного диалектического единства двух оптимизационных аспектов автоматизированного проектирования: оптимизации объекта проектирования и оптимизации процесса проектирования. В самом деле, такие особенности процесса автоматизированного проектирования, как максимальная наглядность выбора очередного варианта (и, в частности, определения ключевых параметров – коэффициентов смещения шестерни и колеса – с помощью динамического блокирующего контура) на основе заранее установленных критериев и возможность оперативной оценки этого варианта по совокупности основных характеристик передачи с учётом различных критериев её функционирования позволяют осуществить максимально обоснованный – то есть, в принципе, оптимальный – выбор проектируемого варианта передачи, причём – что существенно важно – на ранней стадии проектирования, фактически на стадии выбора исходных данных.

Библиографические ссылки

1. *Болотовский И. А., Гурьев Б. И., Смирнов В. Э., Шендерей Б. И.* Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчёт геометрии. – М.: Машиностроение, 1974. – 160 с.
2. *Гольдфарб В. И., Ткачев А. А.* Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.
3. *Громан М. Б.* Подбор коррекции зубчатых передач. // Вестник машиностроения, 1955. – № 2. – С. 4-15.
4. *Литвин Ф. Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.

NEW LINES – ELEMENTS OF A BLOCKING CONTOUR FOR COMPUTERIZED DESIGN OF INVOLUTE SPUR AND HELICAL GEARS

*A. A. Tkachev, PhD in Engineering, Assistant Professor,
Kalashnikov Izhevsk State Technical University, alexander.tkachev.18@gmail.com;
S. A. Poskrebyshv, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
sergei111987@gmail.com*

Abstract: The article describes new lines which can be used as additional tools for designing involute spur and helical gears on the base of the dynamic blocking contour concept. The lines are associated with the strength characteristics of the gears. The also describes some examples of using new lines for designing gears.

Keywords: spur and helical gear, dynamic blocking contour, strength calculation

НОВЫЕ ЛИНИИ - ЭЛЕМЕНТЫ БЛОКИРУЮЩЕГО КОНТУРА ПРИ АВТОМАТИЗИРОВАННОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

*A. A. Ткачев, кандидат технических наук, доцент, Ижевский государственный
технический университет имени М. Т. Калашникова, alexander.tkachev.18@gmail.com,
С. А. Поскребышев, аспирант, Ижевский государственный
технический университет имени М. Т. Калашникова, sergei111987@gmail.com*

Аннотация: В статье приведены примеры практического применения новых линий-«инструментов», подчиняющихся концепции динамического блокирующего контура (ДБК). Линии связаны с прочностными характеристиками эвольвентных цилиндрических передач (ЭЦП), и могут быть добавлены к набору уже используемых в САПР ЭЦП «Контур», разработанной на основе концепции ДБК.

Ключевые слова: цилиндрическая зубчатая передача, динамичный блокирующий контур, прочностной расчёт

Эвольвентные цилиндрические передачи (ЭЦП) являются одними из самых распространенных среди зубчатых передач. Это в значительной степени обусловлено технологичностью их изготовления и хорошими техническими характеристиками. В связи с высокой востребованностью и определенными проблемами, сохраняющимися при их проектировании, появление новых методов и подходов, повышающих производительность и качество проектирова-

ния ЭЦП, продолжает оставаться актуальным. Одним из таких подходов является концепция динамического блокирующего контура (ДБК).

ДБК отличается от «обычного» блокирующего контура тем, что в его формировании участвует по крайней мере одна пара линий одного и того же показателя качества зубчатой передачи с разными значениями этого показателя [2]. На координатной плоскости x_1, x_2 , где x_1 и x_2 – коэффициенты смещения соответственно шестерни и колеса, в виде совокупности линий можно графически отобразить основные ограничения, соблюдение которых необходимо для кинематически правильной работы проектируемой передачи. Некоторые из этих линий обладают той особенностью, что могут изменять своё положение и, в определённой степени, форму при изменении значения некоего (назовём его определяющим) параметра. При изменении значения параметра в определённых пределах линия как бы перемещается по координатной плоскости, обретая своеобразную динамику; при этом изменяется и конфигурация самого блокирующего контура, который, следовательно, также становится динамичным (рис. 1). Поэтому такой подход и получил название концепции динамического блокирующего контура, реализованной в САПР ЭЦП «Контур» [2].

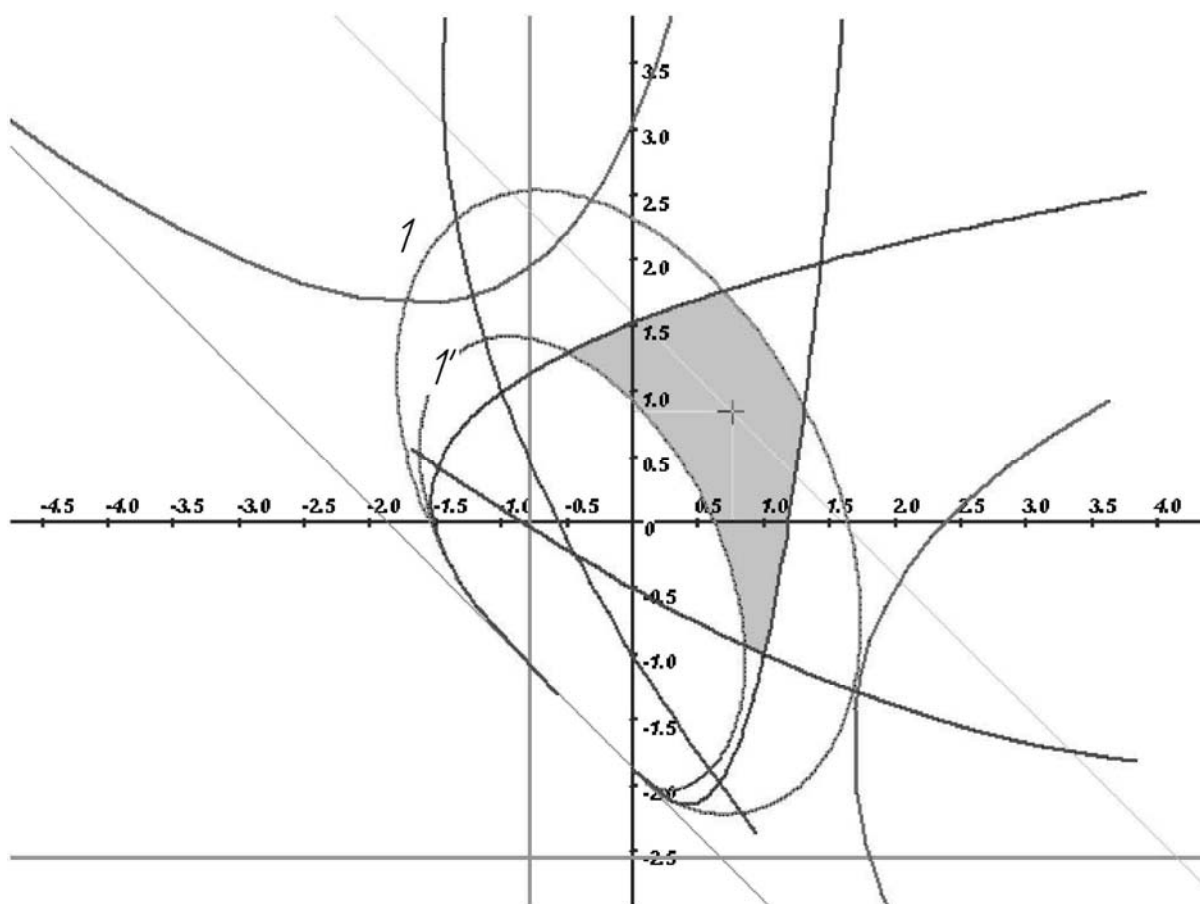


Рис. 1. Динамический блокирующий контур.

На рис. 1 показаны линии 1 и 1' коэффициента торцового перекрытия ε_α , соответствующие различным значениям этого коэффициента: для линии 1 $\varepsilon_\alpha = 1,0$, а для линии 2 $\varepsilon_\alpha = 1,2$. Каждому значению ε_α соответствует своя линия коэффициента торцового перекрытия (КТП). Область, находящуюся между двумя этими линиями (на рис. 1 она затенена), можно также рассматривать как своеобразный блокирующий контур, отличающийся от обычного тем, что в его формировании участвуют как минимум две «однотипных» линии, в данном случае – линии 1 и 1' коэффициента торцового перекрытия.

Исследование концепции ДБК показало, что данный подход имеет значительный потенциал для дальнейшего развития, который также может быть реализован в рамках системы «Контур». В частности, при исследовании аспектов проектирования, связанных с расчётом прочностных характеристик передач, была выявлена возможность расчёта и отображения на координатной плоскости x_1, x_2 новых линий, которые в работе [1] были названы линиями максимального запаса контактной прочности и равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям, отображающих специфические прочностные свойства ЭЦП [1].

Обе эти линии также обладают динамикой, поскольку с изменением любого из параметров, влияющих на контактную и/или изгибную прочность передачи, соответствующая линия изменяет своё положение и, в определенной степени, форму на координатной плоскости x_1, x_2 , и, следовательно, формально подчиняется концепции ДБК. Следует, однако, отметить, что здесь динамика линий отличается от классической, описанной выше. Дело в том, что сами эти линии, во-первых, перемещаются по координатной плоскости не в зависимости от изменения определяющего параметра (как в вышеприведённом примере коэффициент ε_α), а в зависимости от вариации исходных данных, необходимых для прочностного расчёта ЭЦП. Во-вторых, эти линии не формируют конфигурацию блокирующего контура, а могут рассматриваться как линии, которые в [2] были названы линиями дополнительных показателей качества передачи. Использование этих линий при проектировании позволяет существенно повысить рациональность и обоснованность выбора коэффициентов смещения шестерни и колеса [2]. Поэтому следует ожидать, что введение линий коэффициентов запаса прочности в систему «Контур» позволит решать задачи по выбору коэффициентов смещения, исходя из оптимизации не только геометрических, но и прочностных характеристик проектируемой передачи, что особенно важно в тех случаях, когда изгибные и контактные напряжения проектируемой передачи «балансируют» на грани допустимых.

Рассмотрим пример, в котором постараемся произвести оценку прочностных характеристик для конкретной зубчатой передачи, исходя из рассматриваемых линий. Построим линии максимального запаса контактной прочности и равенства коэффициентов запаса прочности

по изгибным напряжениям для передачи со следующими характеристиками $z_1=27$; $z_2=52$; $m=3$ мм; $\beta=19^\circ 06'$; $b_w=32$ мм, где z_1, z_2 – число зубьев шестерни и колеса, m – модуль, β – угол наклона зуба, b_w – рабочая ширина зубчатого венца. Зададим в примере значение межосевого расстояния $a_w=126,6$ мм (рисунок 2, линия A). Для рассматриваемой передачи с помощью системы «Контур» построим блокирующий контур. Поскольку процедура расчета и отображения линий максимального запаса контактной прочности и равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям пока не автоматизирована, соответствующие вычисления и построения были выполнены вручную. Для рассматриваемой передачи, полученный результат приведен на рис. 2.

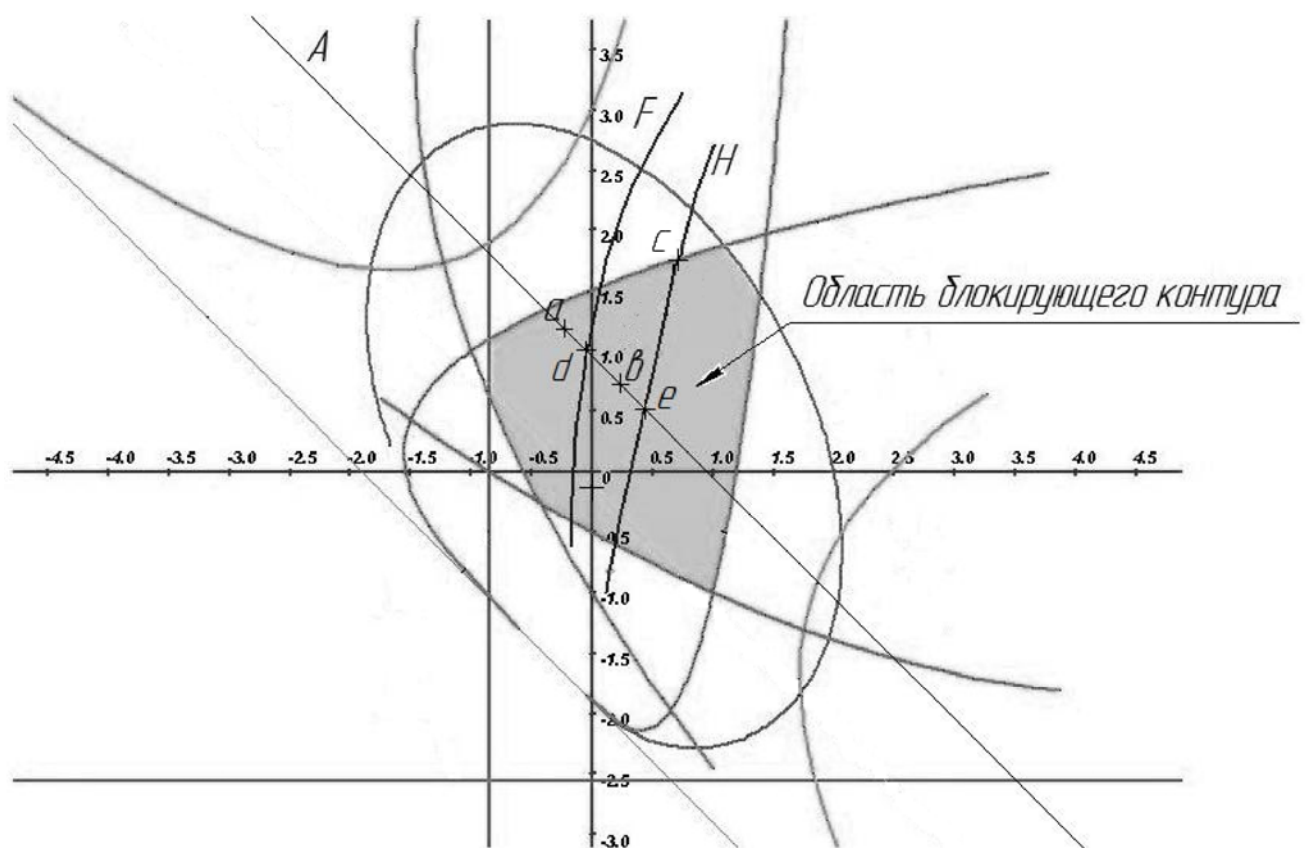


Рис. 2. Блокирующий контур с линиями максимального запаса контактной прочности (H) и равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям (F).

Рассмотрим некоторые возможности, которые дает выбор точек вблизи этих линий. На рис. 2 приведен блокирующий контур рассматриваемой передачи и отмеченные на нем точки a, b, c, d, e . Каждой точке на координатной плоскости x_1, x_2 соответствует некоторая передача, имеющая коэффициенты смещения x_1 – для шестерни и x_2 – для колеса.

Как и при работе с линиями дополнительных показателей качества, которые активно используются в САПР «Контур» [2], стремление выбрать точку с коэффициентами смещения максимально близко к рассматриваемым линиям позволяет улучшить ту или иную характе-

ристку передачи в зависимости от конкретной линии. Так, передача, соответствующая точке a , расположенной в относительной близости от линии равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям (рис. 2, линия F), в сравнении с передачей, соответствующей, например, точке b , обеспечит большее выравнивание коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям, и в меньшей степени в данной точке будет учитываться запас прочности по контактным напряжениям. В передаче, соответствующей точке b , будет в некоторой степени учтен положительный эффект от близости к обеим линиям F и H . Немаловажен и тот факт, что обе точки располагаются на линии постоянного межосевого расстояния (рис. 2, линия A), выбор точек на этой линии обеспечивает проектируемой передаче постоянство габаритных размеров.

Для передачи, рассчитанной в точке c , располагающейся на линии максимального запаса контактной прочности, обеспечивается максимальный коэффициент запаса прочности по контактным напряжениям, но достигается это отчасти за счёт увеличения межосевого расстояния по сравнению с передачами, соответствующими точкам a , b , d , e .

Наибольший эффект от применения при проектировании линий максимального запаса контактной прочности и равенства коэффициентов запаса прочности по изгибным напряжениям будет достигнут в точках e , d соответственно. При этом обе точки находятся на линии A , что обеспечивает соблюдение заданного межосевого расстояния.

Максимальный эффект достигается при выборе точки на одной из рассматриваемых линий. Разумеется, данные линии должны применяться при определении коэффициентов смещения в общем контексте работы с ДБК, то есть с учётом всех его разнообразных возможностей.

Библиографические ссылки

1. Гольдфарб В.И., Поскребышев С.А., Ткачев А.А. Совершенствование прочностного расчёта зубчатых передач на основе концепции динамического блокирующего контура // Интеллектуальные системы в производстве. 2013. 1(21). С. 69-73.
2. Гольдфарб В. И., Ткачев А. А. Проектирование эвольвентных цилиндрических передач. Новый подход. – Ижевск: Изд-во ИжГТУ, 2004. – 94 с.

SYNTHESIS OF MULTI-PAIR LOADED SPIROID GEAR

*E. S. Trubachev, DSc in Engineering, Professor,
Kalashnikov Izhevsk State Technical University, truba@istu.ru*

Abstract: A method of non-local synthesis for loaded spiroid gears is proposed. Parameters are provided for the summarized contact pattern which is outlined around several contact areas obtained for two recoupling phases.

Keywords: loaded spiroid gear, localized contact synthesis

СИНТЕЗ МНОГОПАРНОЙ НАГРУЖЕННОЙ СПИРОИДНОЙ ПЕРЕДАЧИ

*Е. С. Трубачёв, д-р техн. наук, проф.,
Институт механики ФГБОУ ВПО ИжГТУ им. М. Т. Калашникова, truba@istu.ru*

Аннотация: Предложен метод нелокального синтеза многопарной нагруженной спироидной передачи. Обеспечиваются параметры пятна контакта, которое очерчено по крайним точкам мгновенных площадок контакта, полученных в двух фазах пересопряжения зубьев.

Ключевые слова: нагруженная спироидная передача, синтез локализованного контакта

Введение

Синтез локализованного контакта занимает важнейшее место в трудах проф. Ф. Л. Литвина, его учеников и многих других специалистов в геометрии зубчатых зацеплений. Традиционно при синтезе оговариваются требования к дифференциальным характеристикам контакта рабочих поверхностей в расчетной точке (локальный синтез) [1, 2 и др.], требования к передаче в фазах пересопряжения [3] или требования к полю модификаций поверхностей зубьев [4]. При этом параметры, которые обычно в первую очередь интересуют проектировщика – контактные и изгибные напряжения на зубьях, а также размеры и расположение суммарного пятна контакта, образующегося под нагрузкой, остаются не обусловленными. Б. А. Черный предложил метод нелокального синтеза зубчатой передачи по точкам упругого (под нагрузкой) пересопряжения зубьев [5]. Метод изложен автором для передачи, в которой коэффициент перекрытия не превосходит 2. В настоящей работе представлен метод нелокального синтеза по фазам упругого пересопряжения для зацепления с высоким коэффициентом перекрытия.

Особенности синтеза многопарного локализованного контакта

Рассмотрим фазы упругого пересопряжения в передаче с коэффициентом перекрытия, меньшим 2. Пусть n -й зуб входит в зацепление в точке A_n (рис. 1а). Через промежуток фазы зацепления, равный угловому шагу шестерни (червяка), в зацепление вступит следующий

$(n+1)$ -й зуб, а n -й зуб будет передавать весь нагрузочный момент передачи по контактной площадке с центром в точке A_{n+1} . Аналогична ситуация в фазах выхода n -го (т. B_n) и $(n-1)$ -го зубьев из зацепления (рис. 1б). Контур суммарного пятна контакта образуется шестью точками [5]: двумя точками пересопряжения и четырьмя крайними точками площадок контакта нагруженных пар зубьев (рис. 1в). Фазы зацепления, при которых каждый из зубьев оказывается в контакте с центрами в точках A_{n+1} , A_n и B_n , B_{n-1} , подчиняются зависимостям [5]:

$$\begin{cases} \varphi_{1n+1} - \varphi_{1An} = \varphi_{1Bn} - \varphi_{1n-1} = 2\pi/z_{(1)}; \\ \varphi_{2n+1} - \varphi_{2An} = 2\pi/z_{(2)} - \Delta\varphi_{2n+1}^y; \quad \varphi_{2Bn} - \varphi_{2n-1} = 2\pi/z_{(2)} + \Delta\varphi_{2n-1}^y; \end{cases} \quad (1)$$

где φ_1 , φ_2 , $z_{(1)}$ и $z_{(2)}$ – углы поворота и числа зубьев шестерни и колеса соответственно, $\Delta\varphi_{2n+1}^y$ и $\Delta\varphi_{2n-1}^y$ – упругие перемещения колеса при приложении нагрузочного момента в точках A_{n+1} и B_{n-1} .



Рис. 1. Пятно контакта на развёртке зуба при синтезе одно-двух-парного нагруженного контакта

Оптимизации нагрузочных характеристик передачи в качестве цели синтеза Б. А. Черный не рассматривал, стремясь обеспечить плавность пересопряжения, однако геометрические величины, необходимые для расчета нагрузочного момента в расчете имеются: указанные упругие сближения ($\Delta\varphi_{2n+1}^y$ и $\Delta\varphi_{2n-1}^y$) и параметры контакта – главные приведенные радиусы кривизны в контакте рабочих поверхностей. Прямое применение методики Б. А. Черного для синтеза передач с многопарным контактом затруднительно по двум главным причинам:

1. В рассмотрении будет участвовать не четыре точки ($A_{(n)}$, $A_{(n+1)}$, $B_{(n)}$, $B_{(n-1)}$), а шесть и более, что почти пропорционально увеличивает число уравнений (в основном нелинейных) в решаемой при синтезе системе (для одно-двухпарного зацепления это число составляет ок. четырёх десятков для каждой из разноимённых боковых поверхностей зубьев).

2. В фазах пересопряжения имеется несколько нагруженных пар зубьев, и нужно определять распределение нагрузки между ними – задача, сама по себе нетривиальная [2, 6].

Оговорим допущения. Пусть при поиске номинальных (модифицированных) поверхностей Σ_1 и Σ_2 приближения Σ_1' и Σ_2' к ним известны. Расстояния между точками поверхностей Σ_2' и Σ_{12}' , являющейся огибающей поверхности Σ_1' , – модификации $\Delta\varphi_2^2$ – приведем к направлению поворота ведомого звена 2. Будем полагать, что величины $\Delta\varphi_2^2$ на всём протяжении пятна контакта невелики (как это показал [7] для многопарной передачи проф. М. Г. Сегаль) – не превосходят $0,03m$, причём достаточно хорошие приближения Σ_1' и Σ_2' на каждом этапе синтеза можно полу-

часть, используя локальный синтез, как вспомогательный приём (см. ниже). В силу близости Σ_{12}' и Σ_2' будем считать, что центры мгновенных площадок контакта поверхностей Σ_1' и Σ_2' располагаются на линиях q контакта взаимноогibaемых поверхностей Σ_1' и Σ_{12}' , причем нормали к поверхностям Σ_1' , Σ_2 и Σ_{12}' в этих точках совпадают. Другие допущения обычны для синтеза: площадки контакта есть эллипсы с полуосями, направленными по главным направлениям приведенной кривизны; внутри пятна контакта на зубьях нет особых точек и это пятно односвязно.

Локализованное суммарное пятно контакта в многопарной зубчатой передаче

Рассмотрим фазы пересопряжения в искомой нагруженной многопарной передаче (рис. 2). N -й рассматриваемый зуб входит в зацепление в точке A_n , касаясь сопряжённого зуба, но не передавая нагрузки. Через промежуток $\Delta\varphi_1=2\pi/z_{(1)}$ фазы зацепления, вход в зацепление повторится для следующего $(n+1)$ -го зуба. На поверхности Σ_{12} n -го зуба, нагруженного в этот момент, имеется контактная линия q_{n+1} , на которой имеется точка A_{n+1} с минимальной величиной $\Delta\varphi_{2n+1}^2$ модификации. Эта точка есть центр мгновенной площадки контакта:

$$A_{n+1} = A_{n+1} \{ \min[(\Delta\varphi_2^2(q_{n+1}))] \}. \quad (2)$$

Такие же соображения можно высказать для фаз входа в зацепление и следующих зубьев – до тех пор, пока следующая рассматриваемая точка по фазе зацепления не окажется за пределами пятна контакта – за точкой B_n выхода n -го зуба из зацепления (рис. 2а и б). Аналогично и для точек $B_n, B_{n-1}, B_{n-2}, \dots$ выхода зубьев из нагруженного контакта.

Размеры каждой площадки контакта зависят от упругих свойств материалов венцов, передаваемой нагрузки и главных приведенных радиусов кривизны в контакте поверхностей Σ_1 и Σ_2 . По полученным контактными площадкам можно построить суммарное пятно контакта (рис. 2в).

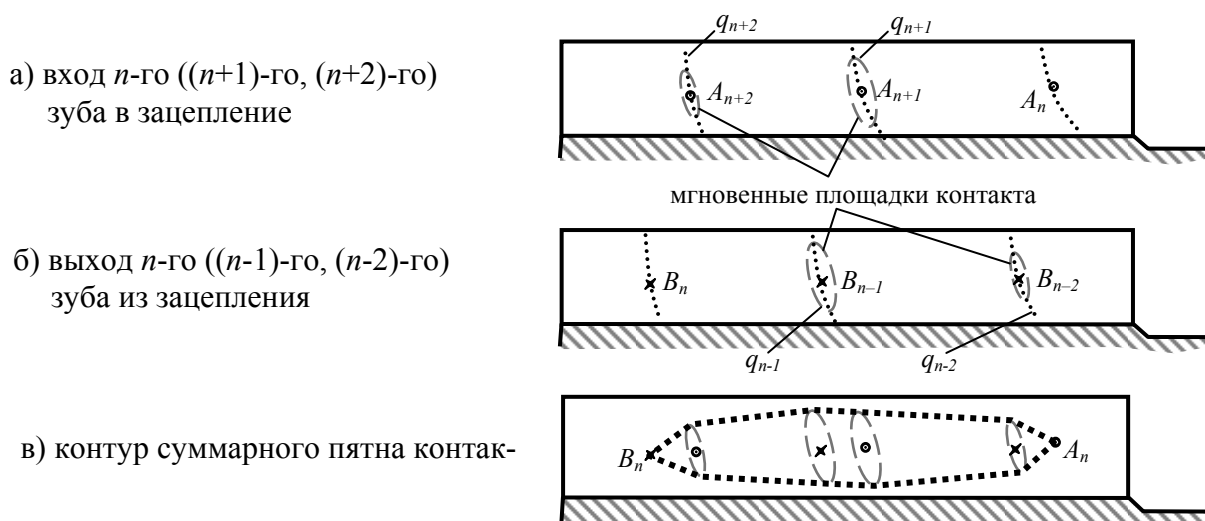


Рис. 2. Образование пятна контакта в многопарной нагруженной передаче

Распределение нагрузки и нагрузочный момент многопарной передачи

Пусть в каждой из фаз пересопряжения известны точки A_i, B_i ($i = \dots, n-2, n-1, n+1, n+2, \dots$), в которых передаётся вращающий момент передачи; нормали, главные приведённые кривизны и главные направления приведённой кривизны и исходные зазоры (модификации) $\Delta\varphi_2^z$ в каждой из этих точек. Проф. Э. Л. Айрапетов [6] показал, что в таких условиях имеется простой способ определения нагрузочного момента передачи и его распределения между парами зубьев.

На рис. 3 точки A_i показаны на развёртке зуба и на графике ошибки угла $\Delta\varphi_2$ поворота колеса нагруженной передачи. В точке A_n входа n -го зуба в зацепление ошибка $\Delta\varphi_{2A_n}$ равна величине модификации $\Delta\varphi_2^z$. В нагруженных i -х парах зубьев величина $\Delta\varphi_{2A_n}$ (колесо вращается как целое) складывается из модификации $\Delta\varphi_2^z$ и упругого перемещения $\Delta\varphi_2^y$:

$$\Delta\varphi_{2A_n} = \Delta\varphi_2^z + \Delta\varphi_2^y. \quad (3)$$

Аналогичные рассуждения справедливы для точек B_i (на графике рис. 3 показаны крестиками).

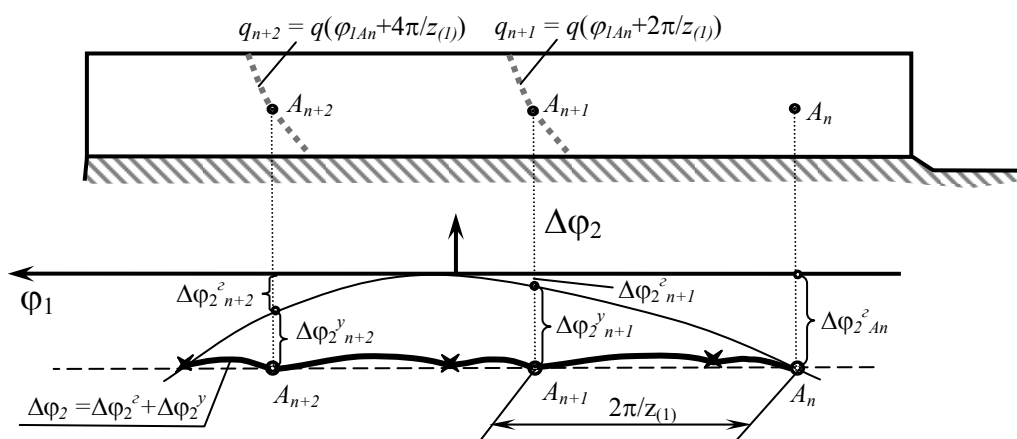


Рис. 3. Положение точек контакта и ошибки углов поворота колеса в фазах пересопряжения

Упругое перемещение $\Delta\varphi_2^y$, приведённое к направлению нормали (w_i), и нормальная сила P_i в контакте связаны зависимостью [6]:

$$w_i = \Delta\varphi_2^y r_{2i} \cos(\mathbf{e}_i, \mathbf{e}_{t2i}) = (\Delta\varphi_{2A_n} - \Delta\varphi_2^z) r_{2i} \cos(\mathbf{e}_i, \mathbf{e}_{t2i}) = k_{Hi} P_i^{\frac{2}{3}} + k_{Fi} P_i \quad (4)$$

где r_{2i} – радиус i -й точки относительно оси колеса; $\mathbf{e}_i, \mathbf{e}_{t2i}$ – орты нормали и окружного направления колеса соответственно; k_{Hi} – коэффициент контактной деформации, зависящий от упругих свойств материалов звеньев и главных приведенных кривизн в контакте зубьев; k_{Fi} – коэффициент изгибной деформации, зависящий от геометрии зубьев (для спироидной передачи зависимости проф. Э. Л. Айрапетова для k_F были уточнены канд. техн. наук А. С. Кузнецовым [9]) и положения точек контакта по отношению к основанию и кромкам зубьев.

Найденные по (3) величины P_i определяют суммарный вращающий момент, при котором в точке A_n (B_n) происходит касание зубьев в фазе входа их в зацепление (выхода из него):

$$T_2(A, B) = \sum_{i=1}^{N_{A,B}} P_i r_{2i} (\mathbf{e}_i \mathbf{e}_{i2i}), \quad (5)$$

где $N_{A,B}$ – число нагруженных пар зубьев в фазах входа в зацепление (A), и выхода из него (B). При неизменной внешней нагрузке нагрузочные моменты $T_2(A) = T_2(B)$. По величинам P_i можно определить максимальные контактные давления σ_{Hi} , полудлину a и полуширину b площадки контакта [6] и, соответственно, крайние точки суммарного пятна контакта.

Оптимизационные задачи синтеза

Моменты T_2 , при которых выполняется набор Φ требований к пятну контакта, могут оказаться различными: меньшей степени модификации соответствует меньший нагрузочный момент. В этой связи заданном наборе Φ можно выделить две постановки задачи синтеза по фазам упругого пересопряжения зубьев: найти набор P параметров наладки, доставляющий

а) минимум величины σ_H при заданном моменте $[T_2]$:

$$P = P \{ \sigma_H = \min[\sigma_H(\Phi, [T_2])] \}; \quad (6)$$

а) максимум момента T_2 при заданной величине $[\sigma_H]$:

$$P = P \{ T_2 = \max[T_2(\Phi, [\sigma_H])] \}. \quad (7)$$

Задачи (6) и (7) являются оптимизационными. Нагрузочный момент и контактные напряжения относятся либо к ограничениям, либо к целевой функции. Набор требований (ограничений) Φ должен включать требования к положению точек пересопряжения $A_{(n)}$ и $B_{(n)}$. Например, для спироидной передачи, в силу вытянутости пятна контакта вдоль зуба, рационально задавать координаты точек $A_{(n)}$ и $B_{(n)}$ относительно торцовых кромок (рис. 2в), а положение крайних точек площадок контакта (также включаемое в набор требований Φ) – относительно вершины и основания зуба. Обычно также имеется ряд ограничений технологического плана.

Процедура синтеза нагруженного локализованного контакта в спироидной передаче

Будем полагать, что среди параметров наладки имеются такие (P_n), которые, главным образом, влияют на степень локализации вдоль линии $A_{(n)}-B_{(n)}$, соединяющей точки пересопряжения, а также такие (P_m), которые в основном определяют степень локализации поперек этой линии. Этот прием, с одной стороны, не является общим для различных передач, но с другой – часто он оказывается правомерным. Например, в многопарной спироидной передаче указанная линия и пятно контакта вытянуты вдоль зуба (также и в многопарной гипоидной передаче [7]). Поэтому для случая нарезания зубьев спироидных колёс с помощью спироидной червячной фрезы в качестве параметров P_n могут быть выбраны станочный межосевой угол Σ_0 , осевой модуль m_{x0} фрезы и (или) число заходов $z_{(0)}$ последней (целочисленный параметр); а в качестве параметра P_m – радиус ρ_{x0} кривизны профиля фрезы (вариант – радиус ρ_{x1} профиля червяка) [9].

Для получения приближений при поиске набора P будем применять часть локального синтеза, в которой обеспечивается первый порядок сопряжения поверхностей Σ_1' и Σ_2' в расчетной точке [2] (или, что то же самое – касание поверхностей Σ_{12}' и Σ_2'). При каждом приближении на заданном расстоянии от торцовых кромок зуба выберем точки с наименьшими величинами $\Delta\varphi_2^2$ и примем их в качестве точек $A_{(n)}$ и $B_{(n)}$. Определив для них фазы зацепления $\varphi_{1A(n)}$ и $\varphi_{1B(n)}$, можем найти и соответствующие фазы $\varphi_{1A(i)}$ и $\varphi_{1B(i)}$, линии контакта $q_{1A(i)}$ $q_{1B(i)}$ и собственно точки $A_{(i)}$ и $B_{(i)}$ (2). Далее, выполним расчет нагрузочных моментов (5). При этом заданные требования могут выполняться с некоторой погрешностью:

- a. моменты T_2 (4) для фаз входа в зацепление и выхода из него оказываются различными;
- b. границы площадок контакта отличаются от заданных, лимитирующих их в направлении, перпендикулярном линии $A_{(n)}-B_{(n)}$ (для спироидной передачи это границы по высоте зуба);
- c. моменты $T_{2A,B}$ (задача (6)) или максимальные контактные напряжения σ_H (задача (7)) отличаются от заданных ($[T_2]$ и $[\sigma_H]$ соответственно).

Нарушение этих требований нужно исправить, выбирая следующее приближение P . Будем это делать последовательно, в порядке перечисления, то есть:

- a. смещая расчетную точку в сторону входа в зацепление (т. $A_{(n)}$), если $T_{2A(n)} > T_{2B(n)}$, или выхода из него (т. $B_{(n)}$) – в противном случае;
- b. – смещая расчетную точку в направлении, перпендикулярном линии $A_{(n)}-B_{(n)}$;
– изменяя параметры (параметр) P_j и добиваясь при этом увеличения или уменьшения степени модификации поперек линии $A_{(n)}-B_{(n)}$;
- c. изменяя параметры (параметр) P_i и добиваясь при этом увеличения степени модификации вдоль линии $A_{(n)}-B_{(n)}$, если $\max(T_{2A(n)}, T_{2B(n)}) < [T_2]$ – задача (9) – и $\max(\sigma_{HA(i)}, \sigma_{HB(i)}) < [\sigma_H]$ – задача (10), – или уменьшения – в противном случае.

На рис. 4 а, б, с показаны результаты оценки пятна контакта на одноимённых стадиях синтеза локализованного нагруженного контакта в спироидной передаче с межосевым расстоянием 65 мм, внешним диаметром колеса 224 мм, передаточным отношением 18,5, воспринимающей нагрузочный момент 2500 Нм. При этом в сопряжённой передаче реализуется коэффициент перекрытия 3,7 при равномерно распределённых по контактными линиям максимальных контактных напряжениях – 630 МПа. Для сравнения на рис. 4е показано суммарное пятно контакта, полученное в результате анализа нагруженного контакта, а на рис. 4ф – в результате нагружения реальной передачи.

Описанный алгоритм имеет четыре уровня итераций, на которых последовательно уточняются: положение пятна контакта в направлениях вдоль и поперек линии $A_{(n)}-B_{(n)}$ и его размеры – также вдоль и поперек линии. При этом в число варьируемых параметров включены координаты расчетной точки на поверхности зуба. В качестве промежуточных оценок степе-

ни профильной и продольной модификации целесообразно использовать локальные характеристики локализованного контакта в выбираемой расчетной точке.

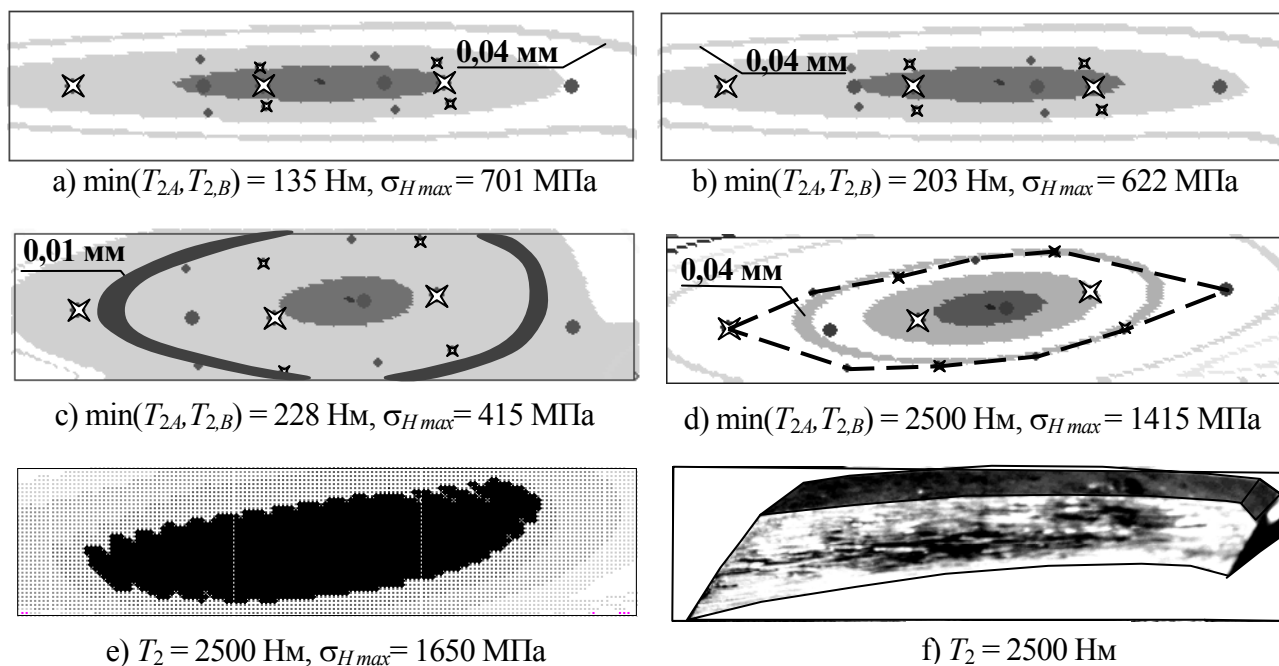


Рис. 4. Пятно контакта многопарной передачи, получаемое:

- a)...d) – на разных стадиях синтеза («0,01 мм» – уровни модификаций);
e) – в результате анализа зацепления (LTCA); f) – в результате реального нагружения

Приведенная стратегия поиска реализует покоординатный спуск к решению. Она не предусматривает оптимизации (5) или (6) в явном виде, однако позволяет наиболее тесно вписать пятно контакта в нагруженной передаче в границы, заданные на рабочей поверхности зуба колеса, тем самым увеличивая в пределах дозволенного площадь пятна контакта, и обеспечивая близкое к наилучшему решение задачи синтеза. Как показала практика расчетов, последующее уточнение оптимума, которое можно выполнить, например, одним из градиентных методов, существенного улучшения результата не дает. К достоинствам предложенного алгоритма можно отнести его наглядность, а использование условия обеспечения первого порядка сопряжения дает простую связь между параметрами наладки, обеспечивая на каждой итерации хорошее приближение и корректность выбора параметров.

Перспективы

Предложенный подход имеет перспективу применения при синтезе различных типов передач с высоким коэффициентом перекрытия. Выше он изложен в возможно более общих положениях (с оговариванием особенностей для синтеза спироидной передачи).

Можно выделить три важных вопроса, которые остались за рамками изложенной модели. Первый из них – решение задач (5) и (6) при учете систематических и случайных погрешностей, появляющихся в процессе изготовления передач, по крайней мере, тех, которые в большей сте-

пени оказывают влияние на распределение нагрузки. Деформации элементов конструкции в тяжело нагруженных передачах также могут иметь решающее значение.

Вторым вопросом является решение задачи в условиях, когда пятно контакта и образующие его мгновенные площадки контакта выходят на кромки зубьев. Этот случай распространен, причем многие передачи показывают хорошие характеристики. Решение здесь связано с совершенствованием упрощенных моделей кромочного контакта по примеру используемых в (7).

Наконец, для ряда передач и их применений перспективным является использование в задачах оптимизации (5) и (6) взамен параметра σ_H других критериев оценки нагруженности передач (изгибных напряжений, критериев заедания и изнашивания зубьев).

Библиографические ссылки

1. *Литвин Ф. Л.* Теория зубчатых зацеплений. 2-е изд., перераб. и доп. // М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1968. – 584 с.
2. *Шевелева Г. И.* Теория формообразования и контакта движущихся тел // М.: Станкин, 1999. – 494 с.
3. *Гуляев К. И.* Синтез приближенных зацеплений по точкам пересопряжения // Зубчатые и червячные передачи. – Л.: Машиностроение, 1974. – С. 17-22.
4. *Лопато Г. А., Кабатов Н. Ф., Сегаль М. Г.* Конические и гипоидные передачи с круговыми зубьями. Справочное пособие. Изд. 2-е, перераб. и доп. // М.: Машиностроение, 1977. – 423 с.
5. *Черный Б. А.* Оптимальный синтез приближенного зацепления конических колес. Дисс. ... канд. техн. наук // - Л., 1974. - 153 с.
6. *Айранетов Э. Л.* Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением // Ижевск-Москва: ИжГТУ, 2000 г. – 116 с.
7. *Сегаль М. Г.* Циклические погрешности и пятна контакта гипоидных передач с большими коэффициентами перекрытия. В сб. «Исследования в области станков и инструментов. Научные труды» // Саратов: СПИ, 1974. – Вып №71. – С. 34-39.
8. *Кузнецов А. С.* Моделирование напряженно-деформированного состояния спироидного редуктора // Передачи и трансмиссии: научный журнал Технического комитета по зубчатым передачам IFToMM. 2004, №2. С. 34–44.
9. *Goldfarb V. I., Trubachev E .S.* Manufacturing synthesis of spiroid gearing. The Eleventh World Congress in Mechanisms and Machine Science : Proceedings : in 5 volumes // Tianjin (China): China Mach Press, 2004. – vol. 2. – P. 901-905.

NON-ORTHOGONAL WORM GEARBOX

E. S. Trubachev, DSc, Prof; A. S. Kuznetsov, PhD, V. Yu. Puzanov, PhD

Institute of Mechanics, Kalashikov ISTU, truba@istu.ru

Abstract: Results of the designing and testing of non-orthogonal heavy-loaded low-speed worm gearbox are presented. The comparison with orthogonal analog is given.

Keywords: worm gearbox, specifying of parameters, load estimation

НЕОРТОГОНАЛЬНЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР

Е. С. Трубачев, д-р техн. наук, проф.; А. С. Кузнецов, канд. техн. наук; В. Ю. Пузанов,

канд. техн. наук, Институт механики ФГБОУ ВПО ИжГТУ им. М. Т. Калашикова

Аннотация: Представлены результаты проектирования и испытаний неортогонального тяжело нагруженного низкоскоростного червячного редуктора. Дано сравнение с ортогональным аналогом.

Ключевые слова: червячный редуктор, выбор параметров, оценка нагруженности

Введение

Благодаря высокой степени редукции, плавности работы и сравнительной простоте изготовления червячные передачи и редукторы чрезвычайно распространены в низкоскоростных тяжело нагруженных приводах, в частности – в редукторах трубопроводной арматуры. Обладая теми же преимуществами, а также дополнительными – в частности, более высоким коэффициентом перекрытия и применением стали для изготовления колёс, – спироидные передачи всё более широко применяются, в том числе взамен червячных.

В противоречие этой тенденции именно червячная передача нашла своё место в номенклатуре перспективных изделий отечественных редукторов трубопроводной арматуры, что стало возможным благодаря ряду новых технических и технологических решений. В настоящей работе представлены основные результаты этой разработки.

Предпосылки

Основным внешним отличием указанной передачи от аналогичных распространённых решений является неортогональность осей. Само по себе это не является новым в теории и практике зацеплений, на потенциально благоприятные свойства неортогональных передач обращали внимание и ранее [1, 2, 3, 4]. Проф. Ф. Л. Литвин указывал [5] на неортогональность осей как приём для преодоления традиционного недостатка червячных цилиндрических передач – наличия обыкновенной узловой точки контакта с крайне неблагоприятными условиями зацепления. Как было показано в [6], в неортогональном червячном зацеплении

можно получить и дополнительные преимущества – большой коэффициент перекрытия, благоприятное расположение контактных линий и низкую чувствительность к действию погрешностей. В частности, обнаружено, что такими качествами обладает червячная передача, не имеющая осей зацепления. Это свойство позволило создать инженерную методику выбора параметров передачи [7]. При неортогональных осях остаются компоновочные и технологические преимущества червячных передач перед спироидными: при равных габаритах имеется возможность выполнить большее центральное отверстие в колесе и применить колесо с меньшим диаметром (это облегчает выполнение технологических операций, в которых ограничены размеры рабочего пространства оборудования – например, термических и зуборезных).

Некоторые исходные данные

Основные исходные данные для проектирования редуктора были следующими:

- назначение – управление трубопроводной арматурой (шаровыми кранами и дисковыми затворами);
- угол поворота выходного вала, ° – 90;
- максимальный вращающий момент на выходном валу, кНм – 64;
- предельный статический вращающий момент на выходном валу, кНм – 96;
- требуемый ресурс – 4000 циклов «открыто-закрыто».
- диапазон передаточных отношений – 25...70;
- частота вращения входного вала, об/мин – 1...20;
- продолжительность включения, не более – 25%;

Основные геометрические соотношения в передаче. Сравнение с передачами-аналогами

Для обеспечения благоприятных свойств зацепления следует выбирать межосевой угол в пределах $70^\circ \dots 80^\circ$ и коэффициент смещения червяка не более $-1,0$ [6, 7]. В таблице сведены основные параметры и характеристики одной из реализуемых в редукторе передач и передач-аналогов – спироидной и ортогональной червячной (редуктора GS 315 [8]). Как показано в [6, 7] и как можно видеть из данных таблицы, главными геометро-кинематическими факторами, обеспечивающими возможность большего нагружения неортогональной и спироидной передач по сравнению с ортогональной червячной передачей (ср. значения максимальных контактных напряжений σ_H), являются благоприятное расположение линий контакта и повышенная скорость перемещения точек контакта по поверхности более теплонагруженного звена – червяка. Обратим внимание также на меньшую чувствительность первых двух передач к действию технологических погрешностей и деформаций [6, 7]. Как раз эти свойства позволяют применять в качестве материала колеса закалённую с таль взамен антифрикционных материалов – бронзы и чугуна. Для проектирования редуктора важным моментом также является то, что в

зацеплении спироидной и неортогональной червячной передач оказались существенно большими величины сил в зацеплении, что, с одной стороны, является своеобразной платой за достижение других, благоприятных свойств при предлагаемой неортогональности, а с другой – следствием большей компактности этих вариантов редукторов.

Таблица. Основные характеристики неортогональной червячной передачи и передач-аналогов

Передача	Червячная неортогональная	Червячная ортогональная*	Спироидная**
Межосевое расстояние, мм	260	315	177
Межосевой угол, °	75	90	90
Внешний (наибольший) диаметр колеса, мм	444	555	530
Передаточное отношение	52	53	53
Делительный диаметр червяка, мм	104	115	104
Осовой модуль червяка, мм	8	10	7
Ширина венца колеса, мм	80	110	62,5
Коэффициент перекрытия	5,2	3,0	4,9 / 5,1
Средняя суммарная длина линий контакта, мм	118,1	186,2	60,6 / 65,1
Средний приведённый радиус кривизны, мм	73,0	75,0	86,7 / 355,0
Средняя скорость скольжения в зацеплении***, мм/с	53,4	58,9	49,1 / 49,1
Средняя скорость перемещения точек контакта***, мм/с, по...	виткам червяка	28,3	49,5 / 46,5
	зубьям колеса	1,43	1,42
Средний и наименьший углы между вектором относительной скорости и касательной к линии контакта, °	34,8 и 12,0	24,5 и 0	79,3 и 76,6 68,9 и 18,2
КПД****	0,405	0,443	0,396 / 0,427
Средняя величина σ_H ****, МПа	1220	804	1447 / 833
Средняя величина силы в зацеплении в проекции на ось червяка****, кН	317	242	317 / 318

* параметры и характеристики восстановлены расчётом по открытым данным,

** характеристики в числителе – для зацепления выпуклых поверхностей зубьев, в знаменателе – вогнутых,

*** при $\omega_1 = 1$ рад/с,

**** при $T_2 = 64$ кНм, равномерном распределении σ_H вдоль линий контакта и коэффициенте трения 0,1.

Конструкция редуктора

Конструкция редуктора показана на рис. 1. Основными её элементами являются: корпус 1, крышка 2, выполненные из стали (применение серого чугуна не обеспечивает надлежащий запас прочности в столь компактной конструкции); червяк 3, выполненный из нитроцементованной стали 12ХН3А, закалённый до твёрдости HRC₅₆₋₅₈; червячное колесо 4, выполненное из стали 40Х, объёмно закалённое до твёрдости HRC₄₈₋₅₂; фланец 5 и втулка-переходник 6. Червяк выполнен с разнесёнными опорами 7, которые включают два радиальных игольчатых подшипника и два однорядных упорных шариковых подшипника. Опоры 8 колеса включают шариковый упорный подшипник, а также радиальный и упорный подшипники скольжения с металло-фторопластовым покрытием. Червячное колесо выполнено в форме сектора, поворот которого ограничен регулируемыи упорами. Разрезное кольцо 10

используется для передачи осевой силы с червяка на корпус. В качестве смазки зацепления в редукторе использовался следующий состав: основа (массовая доля – 80%) – консистентная литиевая смазка Циатим 201, мелкодисперсный графит (10%), дисульфид молибдена (10%). Присоединение редуктора осуществляется к фланцу арматуры.

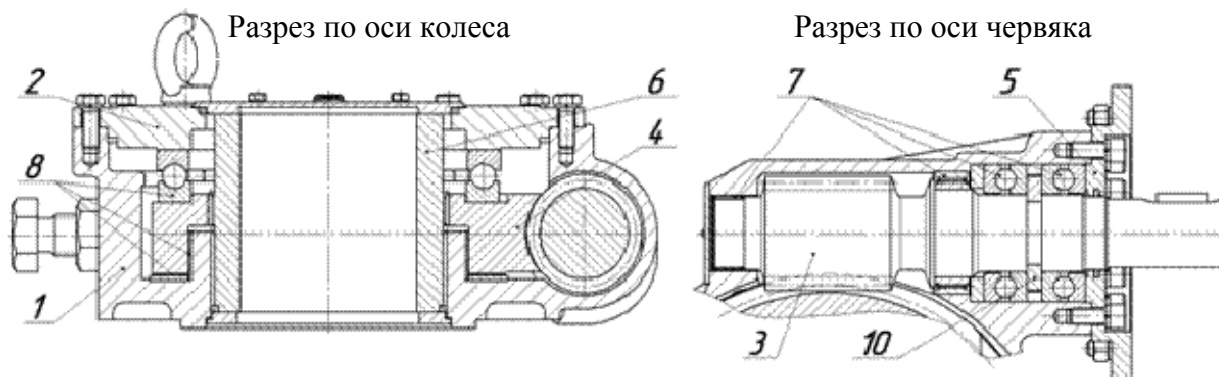


Рис. 1. Конструкция четвертьоборотного неортогонального червячного редуктора

Результаты испытаний

При проектировании передач редуктора закладывалась продольная и высотная модификация зубьев, достигающая величин 0,2...0,3 мм на границах активных поверхностей (рис. 2). В совокупности с отмеченной сравнительно низкой чувствительностью передачи к действию технологических погрешностей это обеспечило сборку и опытных образцов, и серийных редукторов практически без дополнительных регулировок зацепления. Фактические отклонения осевого положения средней плоскости колёс мы оценили примерно в 0,3...0,4 мм.

Опытный образец редуктора подвергнут приёмочным испытаниям в своём двухступенчатом исполнении (в качестве первой ступени применён спироидный редуктор РЗАМ-С-6000). Основные параметры испытаний следующие:

- угол поворота выходного вала при максимальном вращающем моменте (64 кНм), ° – 20;
- угол поворота выходного вала при пониженном вращающем моменте (51 кНм), ° – 70;
- передаточные числа входной и выходной ступеней соответственно – 22 и 34;
- частота вращения входного вала, об/мин – 100;
- продолжительность включения – 25%;
- общее число циклов нагружения – 4000.



Рис. 2 Локализация контакта в передаче

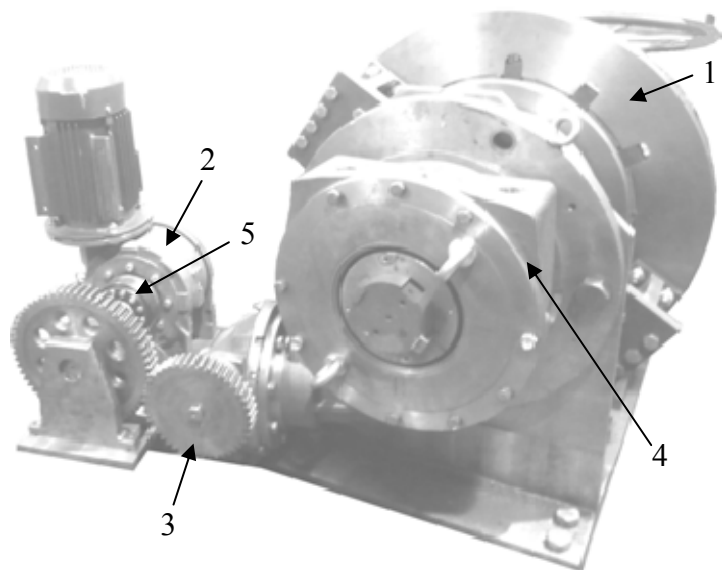


Рис. 3. Испытательный стенд

Испытания проведены на стенде, выполненном по открытому потоку мощности и оснащённом дисковым фрикционным тормозом 1 (рис. 3). Вращающий момент создается с помощью мотор-редуктора 2, передается с помощью открытой цилиндрической передачи 3 на испытываемый редуктор 4. Для контроля величины входного вращающего момента на выходном валу мотор-редуктора установлен датчик 5 вращающего момента. Режим нагружения задается

специальным пультом.

В ходе и после испытаний значительных повреждений контактных поверхностей зубьев в неортогональной передаче отмечено не было (рис. 4). Нагрева тихоходной червячной ступени отмечено практически не было (в установленном режиме небольшой – не более 50°C – нагрев наблюдался у быстроходной ступени). По ходу испытаний после каждых 1000 циклов нагружения контролировался КПД редуктора в движении и в статическом режиме. Эти параметры после установления максимальных значений (в результате приработки) несколько (примерно на 3 %) уменьшились к концу испытаний. На рис. 5 в качестве примера приведены результаты измерения КПД после 1000 циклов нагружения. На последнем этапе проведены испытания в статическом режиме, которые подтвердили достаточность заложенного запаса прочности элементов редуктора.

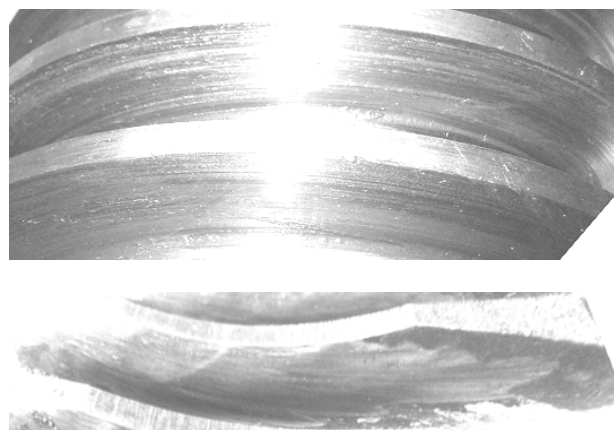


Рис. 4 Состояние рабочих поверхностей червяка и колеса после испытаний

Сравнение с аналогами и перспективы

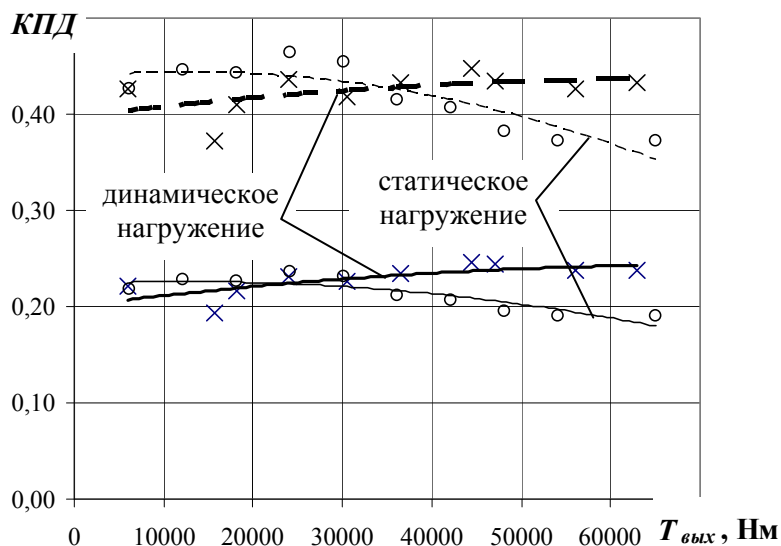


Рис. 5 Результаты измерения КПД редуктора:
«—» – редуктор в целом, «- -» – вторая ступень (оценка)

Полученный нами опыт позволяет заключить, что неортогональные червячные передачи являются вполне конкурентоспособными в низкоскоростных тяжело нагруженных приводах арматуры, обеспечивая ряд преимуществ перед аналогами. В частности, в сравнении с упомянутым выше редуктором Auma GS 315 обеспечивается более чем полуторакратное

снижение массы (с 520 кг до 330 кг). При этом в большей степени получаемые преимущества проявляются при меньших передаточных отношениях. Вместе с тем следует признать, что при межосевых углах меньше 90° несколько падает КПД червячных передач и редукторов.

Библиографические ссылки

1. Назаренко Л. И. Сравнительное исследование группы зацеплений, примыкающих к червячной передаче: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л., 1963. 18 с.
2. Устиновский Е. П. Исследование неортогональных червячных передач с архимедовым червяком: Дис. ... канд. техн. наук. Челябинск, 1972. 178 с.
3. Коростелев Л. В., Балтаджи С. А., Лагутин С. А. Червячные передачи с двумя зонами зацепления // Сборник научных трудов "Теория передач в машинах". М., 1973. С. 15-19.
4. Балтаджи С. А. Оптимизационный синтез неортогональных червячных передач // Известия вузов. Машиностроение. 1981 г. №23. С. 40-43.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с.
6. Трубочев Е. С., Пузанов В. Ю. Новые свойства неортогональных червячных передач // Труды научно-технической конференции "Теория и практика зубчатых передач и редукторостроения". Ижевск, 2008. С. 240-244.
7. Goldfarb V. I., Trubachev E. S., Puzanov V. Yu. New possibilities of non-orthogonal worm gears // Proceedings of the 3rd International Conference "Power Transmissions 09". Greece, Chalkidike, 2009. pp. 139-145.
8. http://auma.com/uploads/media/sp_import2/technische_daten/getriebe/schwenkgetriebe/td_gs0_315_500_sphaero_en.pdf.

NEW METHOD OF CUTTING THE SPIROID GEARWHEEL TEETH

E. S. Trubachev, DSc, Prof., Kalashnikov Izhevsk State Technical University, truba@istu.ru;

S. E. Loginov, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University

Abstract: A new high-performance method of spiroid gearwheel teeth cutting is proposed. The cutting process is realized by the plane cutting head with a continuous indexing. Fundamentals of machine-tool calculation and forming tooth surfaces calculation are given.

Keywords: spiroid gear, tooth cutting

НОВЫЙ МЕТОД НАРЕЗАНИЯ ЗУБЬЕВ СПИРОИДНЫХ КОЛЕС

Е. С. Трубачёв, д-р техн. наук, профессор,

Институт механики ФГБОУ ВПО ИжГТУ им. М. Т. Калашикова, truba@istu.ru;

С. Е. Логинов, аспирант, Институт механики ФГБОУ ВПО ИжГТУ им. М. Т. Калашикова

Аннотация: В статье предложен новый высокопроизводительный метод зубообработки спироидных колес. Процесс нарезания реализуется с помощью плоской резцовой головки с непрерывным делением. Даны основы расчёта станочной наладки и расчёта геометрии нарезаемых зубьев.

Ключевые слова: спироидная передача, нарезание зубьев

Введение

В серийном производстве спироидные колёса традиционно нарезают с помощью спироидных червячных фрез. Для этого метода характерна сравнительно низкая производительность из-за невысокой жёсткости инструмента, плохих условий для теплоотвода из зоны резания, сравнительно плохих условий для схода стружки, возможности переточки фрез лишь по передней поверхности. В настоящей статье рассмотрены некоторые результаты разработки нового метода зубообработки спироидных колёс, позволяющего преодолеть эти недостатки и впервые предложенного в [1]. В этом методе применяется более жёсткий многозубый инструмент – плоская резцовая головка, совершающая сложное движение (впрочем, реализуемое на довольно простых по кинематике и чрезвычайно распространённых токарно-винторезных станках) относительно заготовки колеса. В статье даны принципиальные положения методики расчёта для нового метода и важные результаты первых расчётов.

Схема нарезания

Основанием для предложения новой схемы нарезания послужили известные свойства цилиндрической спироидной передачи: постоянство осевого шага червяка и вытянутость поля зацепления вдоль оси последнего (рис. 1а). Это означает, что хорошее приближение к со-

пряженной поверхности зубьев колеса можно получить, если равномерно перемещать производящую линию (режущую кромку резца) вдоль оси червяка и пропорционально вращать нарезаемое колесо, или (почти аналогично) если вращать резцовую головку согласованно с вращением заготовки колеса и подавать её согласованно с дополнительным поворотом заготовки (рис. 1б). Каждый резец головки, сменяя предыдущий и осуществляя непрерывное деление, прорезает каждую последующую впадину.

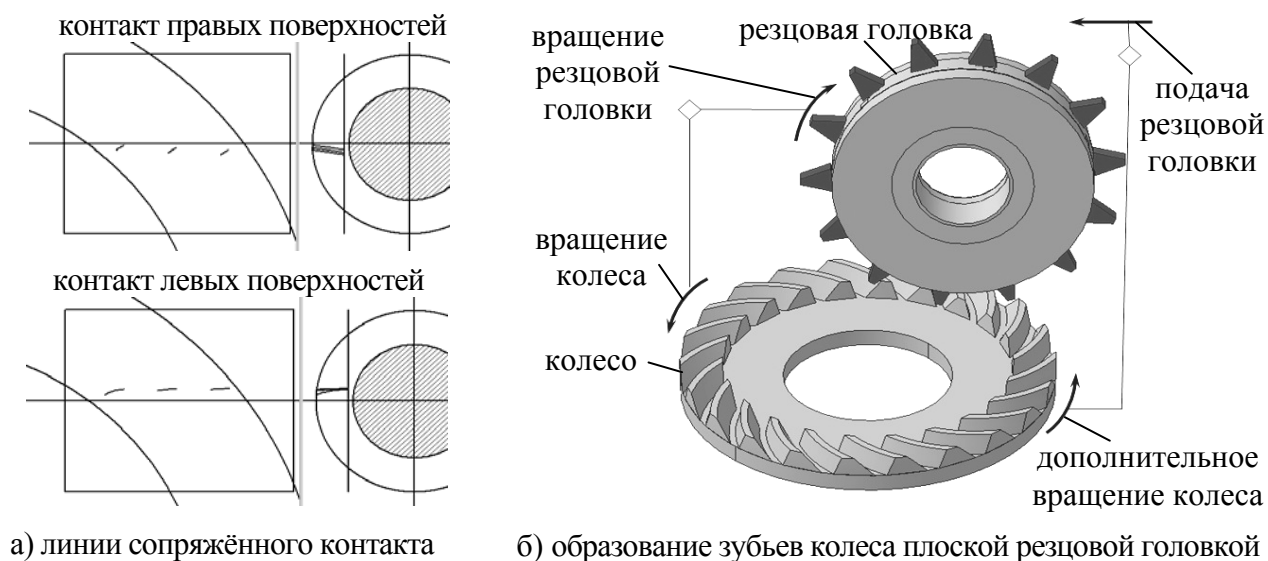


Рис. 1. Предпосылка и схема нового метода нарезания зубьев спиральных колёс

Боковые поверхности зубьев, сформированные по такой схеме, есть результат двухпараметрического огибания производящих линий – режущих кромок резцов. Первый параметр огибания есть угол φ_{01} поворота резцовой головки, второй – изменяющееся в ходе формообразования станочное межосевое расстояние a_{w0} .

Схема может быть реализована на универсальном зубофрезерном и станке для нарезания конических и гипоидных колёс, обладающем функцией непрерывного деления. На наш взгляд, перспективной является реализация схемы на токарно-винторезном станке с ЧПУ при сравнительно небольшой его модернизации – введении привода, управляющего дополнительной координатой – вращением резцовой головки [2]. Такая реализация является достаточно простой и, вместе с тем, обеспечит высокую производительность нарезания.

В сравнении с традиционной новая схема обеспечивает большую жёсткость инструмента, более эффективный теплоотвод от зоны резания, лучшие условия для схода стружки и её удаления из зоны резания, лучшие возможности для применения твердосплавных резцов, большее удобство в изготовлении и переточке резцов, большую универсальность: одна и та же резцовая головка может быть использована для нарезания колёс, различающихся по раз-

меру и модулям сопряженных червяков; кроме того, все или некоторые (вплоть до единственного) пазы можно оснастить резцами, что даст экономию времени обработки в серийном производстве или подготовки производства – в единичном.

Основы расчёта параметров наладки зубообработки

Основные параметры новой схемы формообразования следующие (рис. 2):

- расчётное число $z_{(0)}$ резцов в резцовой головке (передаточное отношение в движении деления – $i_{02} = z_{(2)} / z_{(0)}$, где $z_{(2)}$ – число зубьев колеса);
- отношение $p_0 = p / \Delta\omega_2$ скоростей подачи (p) и доворота колеса ($\Delta\omega_2$);
- угол Σ_0 между осями колеса и резцовой головки;
- диаметр d_0 резцовой головки;
- смещение B_0 резцовой головки от станочной межосевой линии;
- углы α_0 и ширина s_0 профиля резца.

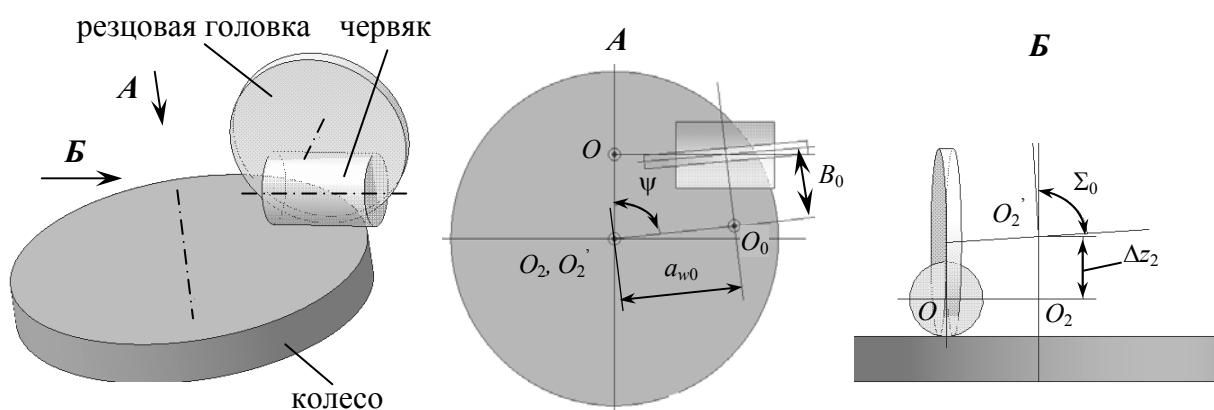


Рис. 2. Воображаемое общее зацепление червяка, колеса и резцовой головки

Выражения для расчёта этих параметров удобно получить, рассматривая воображаемое общее зацепление червяка и колеса передачи и резцовой головки в расчётных точках, выбранных в сопряжённом зацеплении для каждой из разноименных боковых поверхностей зубьев. В этих точках необходимо обеспечить выполнение следующих условий:

- ортогональность известной общей нормали \mathbf{n} к главным поверхностям зубьев и векторов скоростей $\mathbf{v}_{02}^{(1)}$ и $\mathbf{v}_{02}^{(2)}$ в двух независимых относительных движениях:

$$\mathbf{n}\mathbf{v}_{02}^{(1)} = 0, \quad (1)$$

$$\mathbf{n}\mathbf{v}_{02}^{(2)} = 0; \quad (2)$$

- ортогональность известной нормали \mathbf{n} и вектора \mathbf{f} , касательного к режущей кромке резца:

$$\mathbf{n}\mathbf{f} = 0. \quad (3)$$

Дополнительно к перечисленным параметрам станочной наладки при решении уравнений (1)-(3) определяются следующие параметры расположения элементов такого зацепления: станочное межосевое расстояние $a_{и0}$, при котором происходит формирование зуба в расчётной точке, угловое (ψ) и линейное (Δz_2) смещения межосевых линий OO_2 и O_0O_2' рабочего и станочного зацеплений вокруг и вдоль оси колеса (рис. 2).

Расчёт координат точек модифицированной поверхности зуба

После задания набора параметров схемы формообразования (параметров наладки) координаты точек поверхности зубьев колеса, формируемой в станочном зацеплении, можно найти, исходя из условия компланарности трех векторов – f , $v_{02}^{(1)}$ и $v_{02}^{(2)}$:

$$[f, v_{02}^{(1)}, v_{02}^{(2)}] = 0. \quad (4)$$

Это же условие применимо для поиска точек переходного и подрезанного участков зуба, образуемых вершиной резца, которая представляется в виде дуги окружности малого радиуса, сопрягающей вершинную и боковые режущие кромки [3].

Пример расчёта параметров нарезания и вариант модификации метода

Расчёт параметров нарезания реализован в программном комплексе «SPDIAL+» исследования и проектирования спироидных передач [4]. Первые расчёты показали, что, применяя предложенную схему, действительно, можно получить хорошее приближение к сопряжённой поверхности зуба (на рис. 3 приведен результат расчёта зубьев колеса передачи с основными параметрами, перечисленными в таблице), причём имеется ещё одно преимущество новой схемы: профильную (высотную) локализацию контакта в передаче можно обеспечить при прямом профиле инструментов, образующих и витки червяка, и зубья колеса, и регулировать её степень, меняя диаметр резцовой головки. В то же время обнаружилось и некоторые сложности:

- резцы, образующие разноимённые поверхности зубьев, нужно располагать в двух разных плоскостях (задавать для них разные параметры $B_0 - B_{0R}$ и B_{0L});
- для формообразования разноимённых боковых поверхностей зубьев следует задавать разные параметры p_0 подачи инструмента.

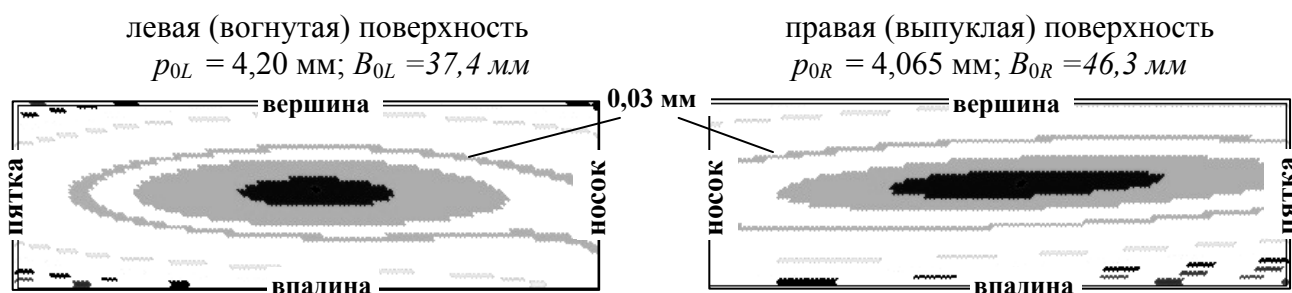
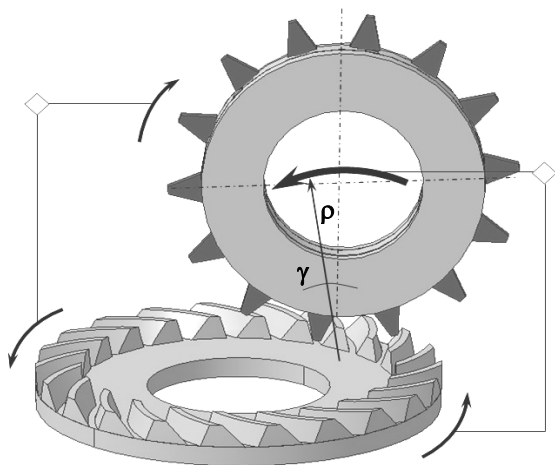


Рис. 3. Поля модификаций на развёртке зуба при прямолинейной подаче инструмента

Если первый недостаток является вполне терпимым, то второй фактически означает, что необходимо выполнять два хода инструмента, и это, разумеется, увеличит время обработки. Это послужило мотивом для усовершенствования схемы обработки, а именно – для введения подачи инструмента по дуге окружности радиуса ρ (рис. 4), благо, что на токарно-винторезном станке с ЧПУ это движение обеспечивается уже имеющимися приводами. В этом случае вторым независимым параметром огибания станет угол γ (рис. 4), а текущее значение станочного межосевого расстояния можно подсчитать по выражению:

$$a_{w0} = a_{w0}^{(0)} - \rho \sin \gamma, \quad (5)$$



где $a_{w0}^{(0)}$ – начальное значение станочного межосевого расстояния, выбираемое, например, средним, из полученных значений a_{w0R} и a_{w0L} для разноименных поверхностей в расчёте по (1), (2).

Это усовершенствование очевидно обеспечивает увеличение степени модификации боковых поверхностей, благодаря чему удаётся получать нужную геометрию за один ход инструмента, что демонстрируется числовым примером, приведённым

Рис. 4. Модификация схемы нарезания – введение подачи по дуге окружности

Перспективы

Спиральная (спиралевидная) форма зубьев применяется в конических и гипоидных передачах с равновысокими зубьями формы (форма III по ГОСТ 19325-73). Метод обработки спиралевидных зубьев, основанный на предложенной схеме, на наш взгляд, имеет перспективы стать альтернативой для известных и весьма производительных способов зубообработки колес таких передач – обработки при непрерывном делении с помощью торцовых резцовых головок (способы *Oerlicon* [5] и *Face hobbing* [6]) или спирально-дискового инструмента [7], обладая возможностью достаточно простой реализации на существующих широко распространённых и сравнительно дешёвых токарно-винторезных станках с ЧПУ.

Таблица. Основные результаты расчёта при дуговой траектории инструмента

Параметр передачи (параметр наладки)	Передача	Станочная наладка
Межосевое расстояние $a_w (a_{w0}^{(0)})$, мм	40	50
Передаточное число $z_{(2)} / z_{(1)} (z_{(2)} / z_{(0)})$	35 / 3	35 / 74
Внутренний / внешний диаметр колеса, мм	120 / 155	
Делительный диаметр червяка (резцовой головки), мм	42,5	200
Осевой модуль червяка m_{x1} , (параметр подачи p), мм	2,75	4,12
Монтажный размер для резцов B_0 , мм	–	46,2 / 38,6
Поле модификаций (левой / правой поверхности)		

Библиографические ссылки

1. Трубочёв Е. С., Злобина П. А., Логинов С. Е. Новая схема формообразования зубьев спироидных колес // Интеллектуальные системы в производстве. Ижевск: Изд. ИжГТУ, 2011, №3, с. 178-184.
2. Логинов С. Е., Богданов К. В. Подготовка зубообработки спироидных колёс с помощью плоской резцовой головки // в настоящем сборнике.
3. Бабичев Д.Т. Исходная инструментальная поверхность лезвийных инструментов // Теория и практика зубчатых передач: Труды международной конференции. – Ижевск, 1996. – С. 412-421.
4. Goldfarb V. I., Trubachev E. S. // Development and Application of Computer-Aided Design and Tooth Contact Analysis of Spiral-Type Gears With Cylindrical Worms // Technical Paper for AGMA FTM, 2002, USA, p.17-21.
5. Производство зубчатых колес. Справочник. Под общ. ред. Тайца Б. А. – М.: Машиностроение, 1990. – 463 с.
6. Stadtfeld H.J. Gleason Bevel Gear Technology. Manufacturing, Inspections and Optimization: Collected Publications 1994/95. The Gleason Works, Rochester, – New York (USA), 1995. – 202 p.
7. Сызранцев В. Н. Анализ зацепления конических колес, образованных спиральным инструментом. // Теория и расчёт передаточных механизмов: сб. науч. тр. / Хабар. политехн. ин-т. – 1975. – С. 32 – 41.

THREAD CUTTING METHOD FOR MULTI-THREAD WORMS

E. S. Trubachev, DSc, Prof,

A. I. Zubkova, Master's degree student

Institute of Mechanics, Kalashnikov ISTU, truba@istu.ru

Abstract: *High-performance method of multi-thread worm cutting is proposed. Cutting process is realized by the face hob (face cutting head) with a continuous indexing. The base of forming worm surfaces calculation is given.*

Keywords: *multi-thread worm, thread cutting*

МЕТОД НАРЕЗАНИЯ ВИТКОВ МНОГОЗАХОДНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ

Е. С. Трубачев, д-р техн. наук, проф.;

А. И. Зубкова, магистрант,

Институт механики ФГБОУ ВПО ИжГТУ им. М. Т. Калашникова

Аннотация: *Предложен высокопроизводительный метод нарезания многозаходных червяков непрерывным делением с помощью торцовой резцовой головки. Даны основы расчета формируемой винтовой поверхности.*

Ключевые слова: *многозаходный червяк, нарезание витков*

Введение

В единичном и мелкосерийном производстве цилиндрические червяки традиционно предварительно нарезаются с помощью резцов на токарно-винторезных станках. Значительно большей производительностью отличаются методы предварительного нарезания червяков, основанные на применении многорезцовых инструментов с исходной производящей поверхностью вращения: дисковых фрез и вихревых резцовых головок. Повышенная сложность переналадки оборудования и инструмента создают трудности применения этих методов в мелкосерийном производстве. В этом отношении несколько лучшим решением является применение инструмента торцового (чашечного) типа (червяки типов ZK3 [1], SZK3, SZCT3[2]). Переналка на иной модуль осуществляется сменой резцов, а на иной диаметр и угол подъема витка – линейными перемещениями, что обычно проще осуществлять и контролировать. Однако единичное деление с остановами и реверсами при нарезании многозаходных червяков и в этом методе подразумевает худшую динамику и появление дополнительной погрешности. Червяки с большими числами заходов (обычно не менее 6) и большими углами подъема могут быть нарезаны непрерывным делением как косозубые колёса – на зубофрезерном станке с помощью

червячной фрезы. Однако этот способ ещё в большей степени ориентирован на крупносерийное и массовое производство (у него имеются и другие недостатки).

В настоящей статье рассмотрен метод нарезания витков многозаходных червяков торцевой резцовой головкой при непрерывном делении на заходы, создающий предпосылки для обеспечения и высокой производительности и гибкости.

Схема нарезания

Схема формообразования показана на рис. 1. Резцовая головка и формируемый червяк согласованно вращаются с угловыми скоростями ω_0 и ω_1 соответственно с передаточным отношением i_{01} , равным отношению числа нарезаемых заходов $z_{(1)}$ к числу резцов $z_{(0)}$ (или пар резцов, в каждой из которых один резец для левых, другой – для правых поверхностей витков)

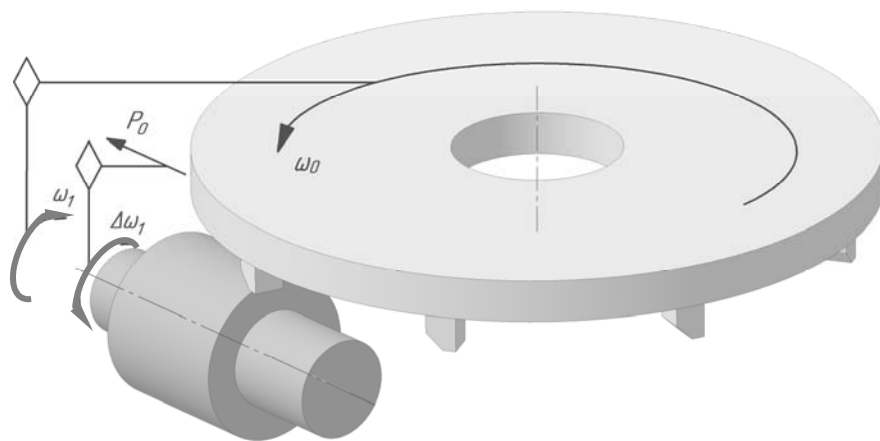


Рис. 1. Схема формообразования витков червяка торцевой резцовой головкой при непрерывном делении

головки. При выполнении этого условия каждый последующий резец (или последующая пара) входит в каждую следующую впадину между витками. Кроме того, осуществляется подача p резцовой головки вдоль оси червяка, согласованная с дополнительным поворотом

(угловая скорость $\Delta\omega_1$) последнего (отношение $p/\Delta\omega_1 = p_{\gamma 1}$ есть винтовой параметр формируемого геликоида).

Боковые поверхности витков в такой схеме образуются в двухпараметрическом огибании производящих линий – режущих кромок резцов головки. Первым параметром огибания является угол φ_0 поворота резцовой головки, вторым – координата z , характеризующая её положение вдоль оси червяка. Соотношение между скоростями изменения этих параметров в широких пределах (по крайней мере, при выполнении условия $\omega_0 \ll \Delta\omega_0$) практически не влияет на получаемую геометрию витков, то есть можно говорить о независимости их влияния.

Можно видеть аналогии между этой схемой нарезания и схемами нарезания конических зубчатых колёс со спиралевидными зубьями – по методам *Oerlicon* [3] и *Face hobbing* [4].

Системы координат

Будем рассматривать случай, когда оси резцовой головки и нарезаемого червяка пересекаются под углом 90° (межосевое расстояние – a_{w01}), делительная плоскость головки касается делительного цилиндра червяка (расстояние от станочной межосевой линии до делительной плоскости червяка – $B_0 = d_1$), передняя плоскость резца параллельна оси головки и наклонена по отношению осевой плоскости последней на угол γ_0 .

Системы координат (СК), применяемые при расчёте (рис. 2):

S_n – подвижная, жёстко связанная с резцом ($x_n O_n z_n$ – передняя плоскость резца);

S_{00} – подвижная, жёстко связанная с вращающейся резцовой головкой;

S_0 – неподвижная, ось z_0 которой совпадает с осью резцовой головки;

S_1 – неподвижная, ось z_1 которой совпадает с осью червяка;

S_{11} – подвижная, жёстко связанная с вращающимся червяком.

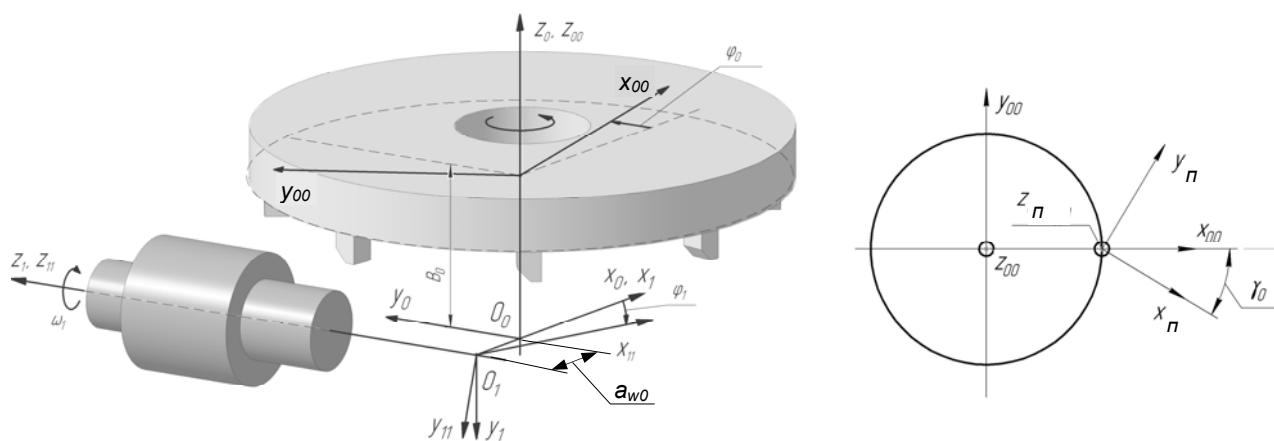


Рис. 2. Системы координат, применяемые при расчётах

Связи между перечисленными системами координат следующие:

$$\begin{cases} x_{00} = x_n \cos \gamma_0 + y_n \sin \gamma_0 + d_0 / 2; \\ y_{00} = -x_n \sin \gamma_0 + y_n \cos \gamma_0; \\ z_{00} = z_n, \end{cases} \quad (1)$$

где d_0 – делительный диаметр резцовой головки;

$$\begin{cases} x_0 = x_{00} \cos \varphi_0 - y_{00} \sin \varphi_0; \\ y_0 = x_{00} \sin \varphi_0 + y_{00} \cos \varphi_0; \\ z_0 = z_{00} + B_0; \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_1 = x_0 + a_{w01}; \\ y_1 = -z_0; \\ z_1 = y_0; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x_{11} = x_1 \cos \varphi_1 + y_1 \sin \varphi_1; \\ y_{11} = -x_1 \sin \varphi_1 + y_1 \cos \varphi_1; \\ z_{11} = z_1. \end{cases} \quad (4)$$

Производящая линия. Касательная к ней

Уравнение прямой производящей линии в СК S_n :

$$F_{II} = z_n - \left(x_n \pm \frac{s_0}{2} \right) \operatorname{tg} \alpha_0 = 0, \quad (5)$$

где s_0 и α_0 – делительная ширина и угол профиля резца.

Вектор, касательный к производящей линии:

$$\mathbf{f} : \begin{cases} f_{xn} = 1, \\ f_{yn} = 0, \\ f_{zn} = \operatorname{ctg} \alpha_0. \end{cases} \quad (6)$$

Движения при обработке

Векторы скоростей в двух независимых парах движений запишем в СК S_0 при $\omega_0 = 1$ рад/с, $\omega_1 = \omega_0 / i_{01}$, $\Delta\omega_1 = 1$ и $p = p_{\gamma 1}$ (очевидно – движение подачи с дополнительным поворотом червяка должно быть винтовым с параметром, равным винтовому параметру формируемого червяка):

$$\mathbf{v}_0^{(1)} = \boldsymbol{\omega}_0 \times \mathbf{r}_0 : \begin{cases} v_0^{(1)} x_0 = -y_0, \\ v_0^{(1)} y_0 = x_0, \\ v_0^{(1)} z_0 = 0. \end{cases} \quad (7)$$

$$\mathbf{v}_1^{(1)} = \boldsymbol{\omega}_1 \times (\mathbf{r}_0 + a_{w01} \mathbf{i}_0) : \begin{cases} v_1^{(1)} x_0 = z_0 / i_{01}, \\ v_1^{(1)} y_0 = 0, \\ v_1^{(1)} z_0 = -(x_0 + a_{w01}) / i_{01}. \end{cases} \quad (8)$$

$$\mathbf{v}_0^{(2)} = p_{\gamma 1} \mathbf{k}_1 : \begin{cases} v_0^{(2)} x_0 = 0, \\ v_0^{(2)} y_0 = p_{\gamma 1} \sin \Sigma_0, \\ v_0^{(2)} z_0 = p_{\gamma 1} \cos \Sigma_0. \end{cases} \quad (9)$$

$$\mathbf{v}_1^{(2)} = \Delta \boldsymbol{\omega}_1 \times (\mathbf{r}_0 + a_{w01} \mathbf{i}_0) : \begin{cases} v_1^{(2)} x_0 = z_0, \\ v_1^{(2)} y_0 = 0, \\ v_1^{(2)} z_0 = -(x_0 + a_{w01}). \end{cases} \quad (10)$$

Уравнение станочного зацепления

Уравнение станочного зацепления есть условие компланарности вектора, касательного к производящей линии (6), и векторов относительных скоростей в двух независимых движениях – $\mathbf{v}_{01}^{(1)} = \mathbf{v}_0^{(1)} - \mathbf{v}_1^{(1)}$ и $\mathbf{v}_{01}^{(2)} = \mathbf{v}_0^{(2)} - \mathbf{v}_1^{(2)}$. Это уравнение можно получить в виде:

$$F_s = [\mathbf{f}; \mathbf{v}_{01}^{(1)}; \mathbf{v}_{01}^{(2)}] = F_s(x_n, z_n, \varphi_0) = 0. \quad (11)$$

Решение этого уравнения удобно искать, задавая последовательно координату z_n для точек производящей линии (задавая положение точки по высоте профиля резца), определяя с помощью (5) координату x_n и решая полученное уравнение одной неизвестной переменной – φ_0 . Далее, используя найденное решение (а также величину $\varphi_1 = \varphi_0 / i_{01}$) и связи (1)–(4), можно найти координаты заданной точки в СК S_{11} . Соответствующую точку на осевом профиле сформированной поверхности получим путём приведения:

$$z_{1ax} = z_1 - p_{\gamma 1} \arctg(x_1 / y_1). \quad (12)$$

Решая уравнение при различных значениях z_n , получим набор точек осевого профиля формируемой винтовой поверхности.

Параметры станочной наладки

К числу этих параметров, определяющих геометрию нарезаемых витков и условия резания, следует отнести:

- делительный диаметр d_0 резцовой головки;
- число $z_{(0)}$ резцов (пар резцов) резцовой головки;
- станочный межосевой угол Σ_{01} (принят ранее равным 90°);
- станочное межосевое расстояние a_{w01} ;
- ширина s_0 резца;
- угол α_0 профиля резца;
- угол γ_0 наклона передней плоскости резца.

Сузить диапазоны выбора параметров можно, введя следующие соотношения:

– в точке касания делительных поверхностей вектор $\mathbf{v}_{01}^{(1)}$ должен касаться винтовой линии с параметром p_γ (или, по крайней мере, отклоняться от этого направления незначительно), что даёт условие:

$$i_{10} = \frac{z_{(0)}}{z_{(1)}} = \frac{a_{w01}}{p_{\gamma 1}} - \frac{\sqrt{d_0^2 - 4a_{w01}^2}}{d_1}; \quad (13)$$

– передняя плоскость резца должна быть ортогональна вектору $\mathbf{v}_{01}^{(1)}$ (или, по крайней мере, отклоняться от этого направления незначительно), что даёт условие:

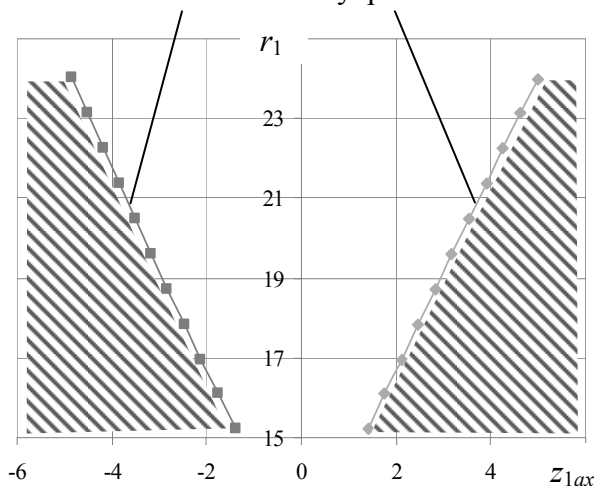
$$\cos \gamma_0 = \frac{v_{01}^{(1)} v_1^{(1)}}{v_{01}^{(1)} v_1^{(1)}}. \quad (14)$$

Пример расчёта

На рис. 3 показан результат расчёта – графики зависимостей координаты z_{1ax} осевого профиля от радиуса r_1 червяка для разноимённых боковых поверхностей витков – при следующих параметрах червяка и параметрах наладки:

сформировано режущими кромками резцов:

внешними внутренними



- $d_1 = 40$ мм,
- $z_{(1)} = 4$,
- $m_{x1} = 4$ мм ($p_{\gamma 1} = 8$ мм),
- $d_0 = 200$ мм,
- $z_{(0)} = 8$,
- $a_{w01} = 51$,
- $s_0 = 1,57 m_{x1} = 6,28$,
- $\alpha_0 = 20^\circ$ (профиль симметричный),
- $\gamma_0 = 8,5^\circ$.

Рис. 3. Осевой профиль червяка, сформированного предложенным методом

Перспективы

Для рассмотренной схемы нарезания актуальными являются вопросы исследования влияния параметров наладки на геометрию (например, кривизну профиля) витков, размеры и форму переходного участка, условия подрезания, срезания и заострения витков и условия резания. Этот метод с точки зрения технологического оснащения весьма похож на метод нарезания витков червяков видов ZK3, SZK3, SZCT3, что делает соответствующую реализацию универсально пригодной для производства червяков и с одним-двумя, и с большим числом заходов.

Библиографические ссылки

1. ГОСТ 18498-89. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения
2. ГОСТ 22850-77. Передачи спироидные. Термины определения и обозначения.
3. Тайц Б. А. Производство зубчатых колес / Справочник. Под общ. ред. Тайца Б.А.– М.: Машиностроение, 1990. – 463 с.
4. Stadtfeld H. J. Gleason Bevel Gear Technology. Manufacturing, Inspections and Optimization: Collected Publications 1994/95. The Gleason Works, Rochester, – New York (USA), 1995. – 202 p.

GEOMETRICAL SYNTHESIS OF WORM-HELICAL GEARS IN GENERALIZING PARAMETERS

*O. N. Tsukanov, DSc in Engineering, Professor, South Ural state University,
Branch in the city Zlatoust, tsukanovon@rambler.ru;*

*I. M. Zizin, Engineer, South Ural state University, Branch in the city Zlatoust,
zizinim@hotmail.com*

Abstract: Stages of geometrical synthesis of gears in generalizing parameters are described, mathematical dependences for calculation of generalized and local areas of existence of worm helical gearing are given, the example of synthesis of worm-helical gear of differential mechanism for cars with use of specially developed program is given.

Keywords: worm-helical gears, generalizing parameters, generalized area of gearing existence

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ЧЕРВЯЧНО-ВИНТОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ

О. Н. Цуканов, доктор технических наук, профессор, Южно-Уральский государственный университет, филиал в городе Златоусте, tsukanovon@rambler.ru;

*И. М. Зизин, инженер, Южно-Уральский государственный университет,
филиал в городе Златоусте, zizinim@hotmail.com*

Аннотация: Описаны этапы геометрического синтеза передач в обобщающих параметрах, приведены математические зависимости для расчета обобщенной и локальной областей существования червячно-винтовых зацеплений, приведен пример синтеза червячно-винтовой передачи дифференциального механизма для автомобилей с использованием специально разработанной программы.

Ключевые слова: червячно-винтовые зубчатые передачи, обобщающие параметры, обобщенная область существования зацепления

Введение

В работе [1] показаны широкие возможности управления качественными (геометрико-кинематическими и нагрузочными) показателями зацепления неэвольвентных цилиндрико-конических передач и, как частного случая, плоскоколесных передач при их проектировании, в так называемых, обобщающих параметрах, что особенно важно для экстремальных условий работы и в случае жестких требований к массогабаритным показателям.

Очевидно, что это весьма важно и для червячно-винтовых передач, которые занимают промежуточное положение между червячными и винтовыми передачами. Исходным (огниваемым) звеном в таких передачах является цилиндрическое косозубое зубчатое колесо, а огнивающим звеном – червяк-винт, который имеет большое число витков (заходов), большой угол их подъема и ограниченную (конструктивными особенностями механизмов) длину нарезанной части.

1. Этапы геометрического синтеза передач в обобщающих параметрах

Теория геометрического синтеза неэвольвентных зубчатых передач на базе цилиндрического исходного звена в обобщающих параметрах изложена в работе [1]. Здесь приводятся основные этапы этого синтеза с учетом особенностей червячно-винтового зацепления.

1-й этап. Выбираются значения независимых параметров схемы передачи (межосевого угла, углов наклона линий зубьев на начальных поверхностях, винтового параметра), число зубьев исходного звена и значение их относительной толщины на окружности вершин.

2-й этап. Определяется профиль зубцов (зубьев без переходных кривых) исходного звена и обобщенная область существования зацепления (ООСЗ) в системе обобщающих координат, то есть предельная область поиска его качественных показателей.

Неэвольвентный профиль зубца теоретически может быть образован перекачиванием по некоторой (основной) окружности отрезка некоторой кривой линии $f(x, y) = 0$ (рис. 1), в частности, дуги окружности, ветви параболы, гиперболы и др., а практически методом обкатки заготовки производящей рейкой с соответствующим профилем зубцов.

При заданных значениях независимых параметров схемы передачи геометрия неэвольвентного зацепления полностью определяется значениями относительной толщины зубцов исходного звена на окружности вершин m_a (в долях диаметра наибольшей основной окружности d_{bmax} – масштабного фактора передачи) и обобщающих координат точек поверхности зубца исходного звена в его торцовых сечениях: торцового угла зацепления α_{tw} , определяющего угловое положение нормали n и касательной τ к торцовому профилю зубца в системе координат xOy , и профильных углов α_x, α_y , определяющих расстояния r_n и r_τ от оси исходного звена до нормали и касательной к торцовому профилю соответственно (см. рис. 1).

Из рассмотрения рис. 1 имеем: $r_n = r_y \cos \alpha_y$, $r_\tau = r_y \sin \alpha_y$, $r_y = r_b \sec \alpha_x$, где r_y – модуль текущего радиус-вектора точки профиля зубца; r_b – радиус основной окружности.

Если в любом торцовом сечении исходного звена $\alpha_x = \alpha_y$, то получаем неэвольвентное зацепление с эвольвентным исходным звеном.

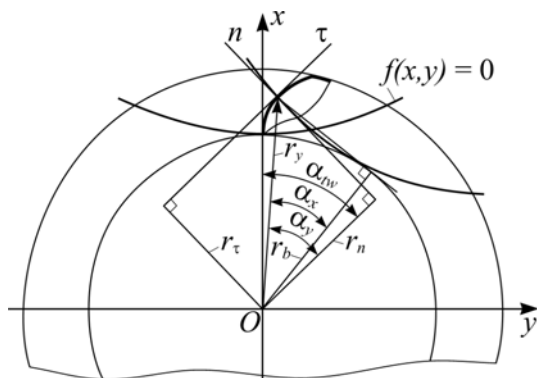


Рис. 1. К образованию торцевого профиля зубца исходного звена

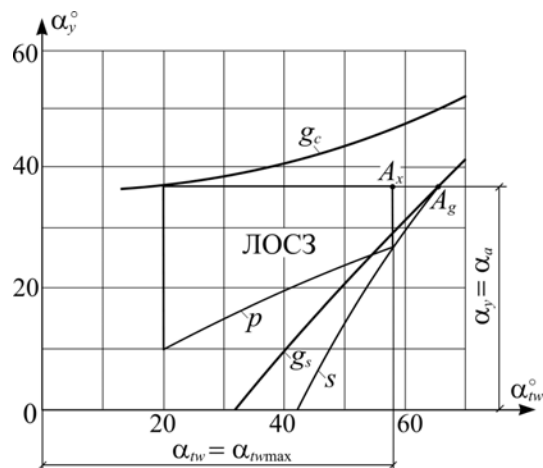


Рис. 2. К определению ООСЗ и ЛОСЗ

ООСЗ ограничивается кривой g_c , соответствующей началу интерференции основания зубца огибающего звена с вершиной зубца исходного звена, и кривой g_s , соответствующей началу заострения зубцов огибающего звена (рис. 2).

3-й этап. При заданных в пределах ООСЗ значениях обобщающих координат одной из крайних точек зацепления на вершине зубца исходного звена – угла профиля на окружности вершин α_a и максимального угла зацепления α_{twmax} (см. рис. 2) определяется локальная область существования зацепления (ЛОСЗ), соответствующая определенному комплексу качественных показателей. Каждому значению α_a соответствует определенная локальная кривая заострения s зубцов огибающего звена, расположенная справа от кривой g_s , которая определяет множество граничных положений A_g точки A_x ЛОСЗ (см. рис. 2). Точкам поверхности вершин зубцов огибающего звена соответствует кривая p .

4-й этап. Путем изменения значений обобщающих координат определяющей точки ЛОСЗ (на рис. 2 – это точка A_x) находится область, соответствующая наиболее благоприятному комплексу качественных показателей зацепления для заданных условий работы передачи.

5-й этап. Определяются соответствующие значения параметров производящих контуров формообразующего инструмента.

2. Математические зависимости для расчета ООСЗ и ЛОСЗ червячно-винтовой передачи, образуемой на базе цилиндрического эвольвентного исходного звена

Уравнения эвольвентной винтовой поверхности зубцов исходного звена в обобщающих параметрах имеют следующий вид [1]:

$$x = r_b \cos \alpha_{tw} + (r_b \operatorname{tg} \alpha_y - w \operatorname{tg} \beta_b) \sin \alpha_{tw};$$

$$y = r_b \sin \alpha_{tw} - (r_b \operatorname{tg} \alpha_y - w \operatorname{tg} \beta_b) \cos \alpha_{tw};$$

$$w = \operatorname{var},$$

где w – аппликата торцового сечения; β_b – угол наклона линии зуба на основном цилиндре.

С помощью формул (матриц) преобразования систем координат получаются уравнения поверхности зубцов огибающего звена [2]:

$$x_0 = x \cos \varphi_0 + w \sin \varphi_0 - r_w (1 - I/i) \cos \varphi_0;$$

$$y_0 = -x \sin \varphi_0 + w \cos \varphi_0 + r_w (1 - I/i) \sin \varphi_0;$$

$$w_0 = -y.$$

где φ_0 – угол поворота огибающего звена; r_w – радиус начальной окружности исходного звена; $I = \cos \beta_w / \cos \beta_{w0}$; β_w и β_{w0} – углы наклона линий зубьев исходного и огибающего звеньев на начальных поверхностях соответственно; $i = \omega / \omega_0$ – отношение их угловых скоростей (передаточное отношение).

Общее уравнение зацепления из [1] приводится к виду [2]:

$$w = r_b \{ \operatorname{tg} \beta_b \operatorname{tg} \alpha_y + [\cos \alpha_{tw} \operatorname{tg} \beta_b - \operatorname{tg} \beta_b (1 - I/i) \sec \alpha_{tw0} + 1/i] / \sin \alpha_{tw} \} \cos^2 \beta_b,$$

где α_{tw0} – торцовый угол зацепления в начальном сечении исходного звена.

Уравнение кривой, ограничивающей ООСЗ по интерференции зубцов огибающего звена с вершиной зубцов исходного звена, получается из условия равенства нулю скорости перемещения точки контакта по огибающей поверхности и имеет следующий вид [1]:

$$\operatorname{tg} \alpha_y = D_\alpha \operatorname{tg} \beta_b + l_b^* \sec \beta_b.$$

Параметр l_b^* , определяющий положение точки эвольвентного профиля зуба на нормали к нему (в долях r_b), находится из следующего квадратного уравнения [2]:

$$(-\sin \alpha_{tw}) l_b^{*2} + \{ [(-\operatorname{tg} \beta_b \cos \alpha_{tw} - 1/i) (\operatorname{tg} \beta_b + E_\alpha) + E_\alpha/i] \cos \beta_b + [(1 - I/i) \sec \alpha_{tw0} - \cos \alpha_{tw}] \sec \beta_b \} l_b^* - D_\alpha (\operatorname{tg} \beta_b + E_\alpha) \cos \alpha_{tw} = 0,$$

где $D_\alpha = [\cos \alpha_{tw} \operatorname{tg} \beta_b - \operatorname{tg} \beta_b (1 - I/i) \sec \alpha_{tw0} + 1/i] / \sin \alpha_{tw}$;

$$E_\alpha = \{ [(1 - I/i) \operatorname{tg} \beta_b \sec \alpha_{tw0} - 1/i] \cos \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \beta_b \} / \sin^2 \alpha_{tw}.$$

Для получения кривой, ограничивающей ООСЗ по заострению зубцов огибающего звена, используются условия равенства линейных координат точек их левого и правого профилей на окружностях заострения.

3. Пример синтеза червячно-винтовой передачи в обобщающих параметрах

Для компьютерной реализации этапов геометрического синтеза червячно-винтовых передач в обобщающих параметрах была разработана специальная программа на языке Visual Basic в программной среде Microsoft Visual Studio 2010. С использованием этой программы была спроектирована передача самоблокирующегося дифференциала для заднего моста автомобиля «Урал» (рис. 3) [2], образуемая на базе исходного цилиндрического эвольвентного косозубого колеса. Огибающим звеном передачи является неэвольвентный червяк-винт, ко-

торый находится с производящим колесом в процессе однопараметрического огибания. Соответственно формообразующим инструментом для неэвольвентного червяка-винта является эвольвентный долбяк.

Исходные параметры схемы передачи: межосевой угол $\Sigma = 90^\circ$, угол наклона зубьев колеса на начальном цилиндре $\beta_{\text{вк}} = 23^\circ$ и соответственно угол подъема зубьев (витков) червяка-винта на начальном цилиндре $\lambda_{\text{вч}} = 23^\circ$, число зубьев колеса $z_k = 21$, число витков червяка-винта $z_q = 4$.

На рис. 4 показаны обобщенная и две локальных области существования зацепления спроектированной передачи: ЛОСЗ 1 соответствует углу профиля производящего реечного контура (ПРК) $\alpha = 20^\circ$, а ЛОСЗ 2 – углу профиля ПРК $\alpha = 28^\circ$.

Соответствующие значения некоторых качественных показателей зацепления, рассчитанные с использованием формул, приведенных в [1], даны в таблице.

Качественные показатели зацепления червячной-винтовой передачи

Наименование и обозначение показателя	Угол профиля ПРК $\alpha = 20^\circ$	Угол профиля ПРК $\alpha = 28^\circ$
Коэффициент перекрытия, ε_γ	3,18	3,69
Приведенный радиус кривизны сопряженных поверхностей зубцов, $\rho_{\text{пр}}$ (в долях r_b)	0,368	0,473
Максимальная скорость скольжения в пределах ЛОСЗ, V_s [в долях $(r_b\omega)$]	3,01	2,69

Примечание. Значения отношения $\rho_{\text{пр}} / r_b$ вычислялись в точке ЛОСЗ, имеющей значения обобщающих координат $\alpha_{\text{гв}} = (\alpha_{\text{гвmax}} + \alpha_{\text{гвmin}}) / 2$, $\alpha_y = (\alpha_a + \alpha_p) / 2$, где α_p – угол профиля зуба исходного звена, соответствующий точке заострения зуба огибающего звена.



Рис. 3. Дифференциал для заднего моста автомобиля «Урал»

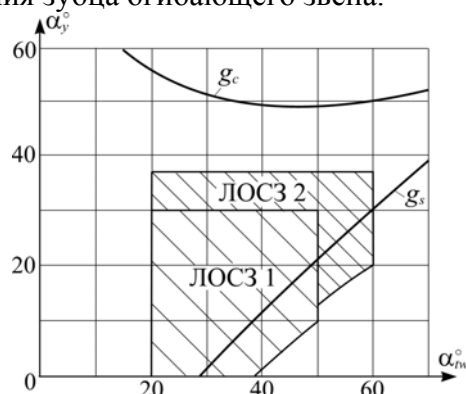


Рис. 4. ООСЗ (кривые g_c и g_s) и ЛОСЗ червячной-винтовой передачи с $\Sigma = 90^\circ$, $z_k = 21$, $z_q = 4$, $\beta_{\text{вк}} = \lambda_{\text{вч}} = 23^\circ$: ЛОСЗ 1 соответствует ПРК с $\alpha = 20^\circ$; ЛОСЗ 2 соответствует ПРК с $\alpha = 28^\circ$

Заключение

Разработанное математическое и программное обеспечение геометрического синтеза зацепления червячно-винтовых передач в обобщающих параметрах позволит в дальнейшем проектировать подобные передачи различного назначения с улучшенными свойствами.

Библиографические ссылки

1. *Цуканов О. Н.* Основы синтеза неэвольвентных зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах: монография. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2011. – 140 с.
2. *Цуканов О. Н., Зизин И. М.* Особенности синтеза и анализа червячного зацепления дифференциала автомобиля "Урал" в обобщающих параметрах // Сборник научных трудов первой заочной международной научно-практической конференции "Естественнонаучные, гуманитарные и социально-экономические науки". – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – С. 11–16.

STRUCTURE AND FUNCTIONALITY OF TOOLS FOR DEVELOPMENT OF DESIGN SYSTEMS

*O. F. Valeyev, Post-graduate, Kalashnikov Izhevsk State Technical University,
valeyev.oleg.f@gmail.com*

Abstract: Reasonable structure and functionality of tools for development of design systems are represented. They allow carrying out the synthesis of the item structure according to the given criteria.

Keywords: CAD system, design, structural synthesis

СТРУКТУРА И ФУНКЦИОНАЛ ИНСТРУМЕНТАЛЬНЫХ СРЕДСТВ СОЗДАНИЯ СИСТЕМ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*О. Ф. Валеев, аспирант, Ижевский государственный технический университет имени М. Т.
Калашикова, valeyev.oleg.f@gmail.com*

Аннотация: Представлены целесообразная структура и функционал инструментальных средств создания систем конструирования, позволяющих выполнять синтеза структуры изделия согласно заданным критериям.

Ключевые слова: САПР, конструирование, структурный синтез

Введение

Классический подход к синтезу конструкции редуктора предполагает, что алгоритм синтеза основан на существующих в предметной области функциональных зависимостях. Существует принципиально иной подход к синтезу конструкции, позволяющий рассматривать функциональные зависимости и другие знания о предметной области в качестве рядовых элементов информационной базы синтеза, а комбинаторный перебор – в качестве основы математического аппарата процесса структурного синтеза. Комбинаторный перебор возможен только на множестве дискретных структур, роль которых в случае синтеза структуры редуктора выполняют признаки – критерии, параметры, характеристики – все то, что отличает один вариант структуры редуктора от другого. Для полученных путем комбинаторного перебора вариантов объекта выполняется анализ для отбора реализуемых вариантов. Нереализуемым (запрещенным) является вариант структуры, содержащий сочетания значений признаков, запрещенные эмпирически или сочетания, запрещенные в результате вычисления функции. Нереализуемые сочетания значений признаков названы запрещенными фигурами.

Особенностью системы синтеза, основанной на вышеописанном подходе, является возможность задать любой набор исходных данных на множестве признаков объекта, согласно которым системой будут доопределены остальные признаки, т.е. структура объекта в целом.

Поскольку средством синтеза является комбинаторный перебор, а функциональные зависимости предметной области входят в информационную базу данных об объекте, то можно сделать вывод о том, что алгоритм синтеза инвариантен по отношению к объекту. Тогда на базе построенной системы можно создать САПР второго порядка, для чего необходимо подключить подсистему формирования информационной базы, предоставляющую соответствующий функционал. Достоинством такой САПР является возможность генерации конечной системы синтеза структуры объекта любого класса путем формирования информационной базы для этого класса объектов.

1. Структура подсистемы формирования информационной базы

Исходя из описанного методологического подхода, информационная база по классу объектов должна содержать множество признаков объекта, в пространстве которых будет выполнен комбинаторный перебор для реализации синтеза конструкции. Множество признаков объекта может быть получено в результате выполнения следующей последовательности действий [1]:

- описание экспертом-конструктором нескольких ранее спроектированных вариантов конструкции объекта в виде древовидных графов входимости;
- построение обобщенной модели в виде И-ИЛИ графа путем сопоставления описаний структур вариантов объекта;
- построение и расширение классификатора объекта по обобщенной модели, что подразумевает формирование и расширение множества классификационных признаков и множества их значений.

Кроме того, для формирования множества запрещенных фигур необходимо выполнить соответствующий экспертный опрос, в ходе которого эксперт укажет нереализуемые сочетания и опишет функциональные зависимости предметной области.

Согласно перечисленным задачам в структуре подсистемы формирования информационной базы целесообразно выделить следующие модули: подсистему сбора данных о вариантах объекта, подсистему построения и расширения классификатора, подсистему формирования запрещенных фигур.

2. Функционал подсистемы сбора информации о вариантах объекта

Подсистема сбора информации о вариантах объекта предназначена для формализации знаний специалиста-конструктора о различных вариантах исполнения объекта и построения обобщенной модели класса объектов в виде И-ИЛИ графа. Для решения этих задач эксперту предоставлены следующие наборы инструментов:

- набор команд создания и редактирования вариантов структуры объекта. Редактирование варианта структуры выполняется в два этапа: редактирование иерархии функциональных элементов (Рис. 1), в ходе которого автоматически корректируется обобщенный И-ИЛИ граф, и редактирование характеристик (Рис. 2).

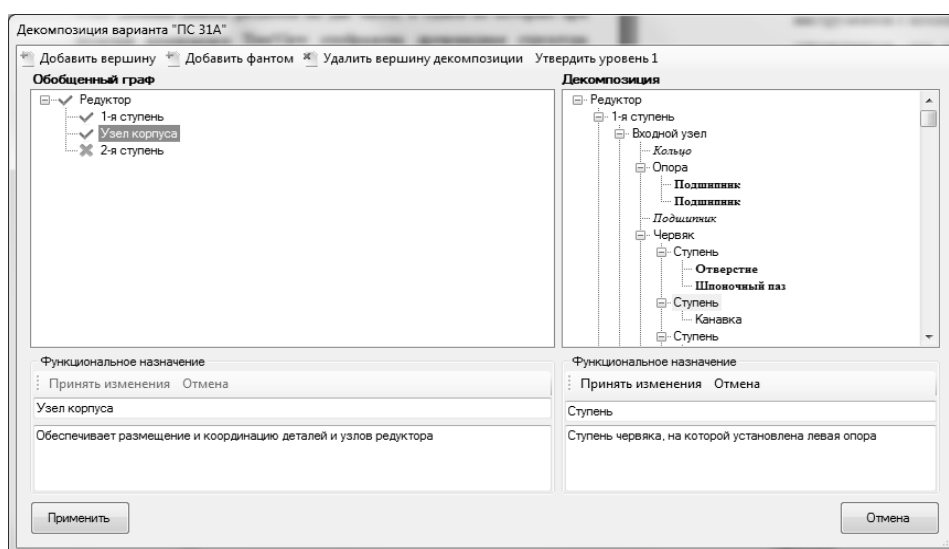


Рис. 1. Диалог редактирования функциональных вершин варианта структуры редуктора

- набор команд редактирования классификаторов-справочников, представляющих собой источники характеристик стандартных элементов, таких как шпонка, подшипник, винт и другие (Рис. 3-4).

Таким образом, в результате работы эксперта с подсистемой сбора информации о вариантах объекта будут формализованы и сохранены в банке знаний данные о структуре нескольких вариантов объекта.

3. Функционал подсистемы построения и расширения классификатора

Подсистема построения и расширения классификатора предназначена для функционирования в двух режимах: построение классификатора и расширение классификатора.

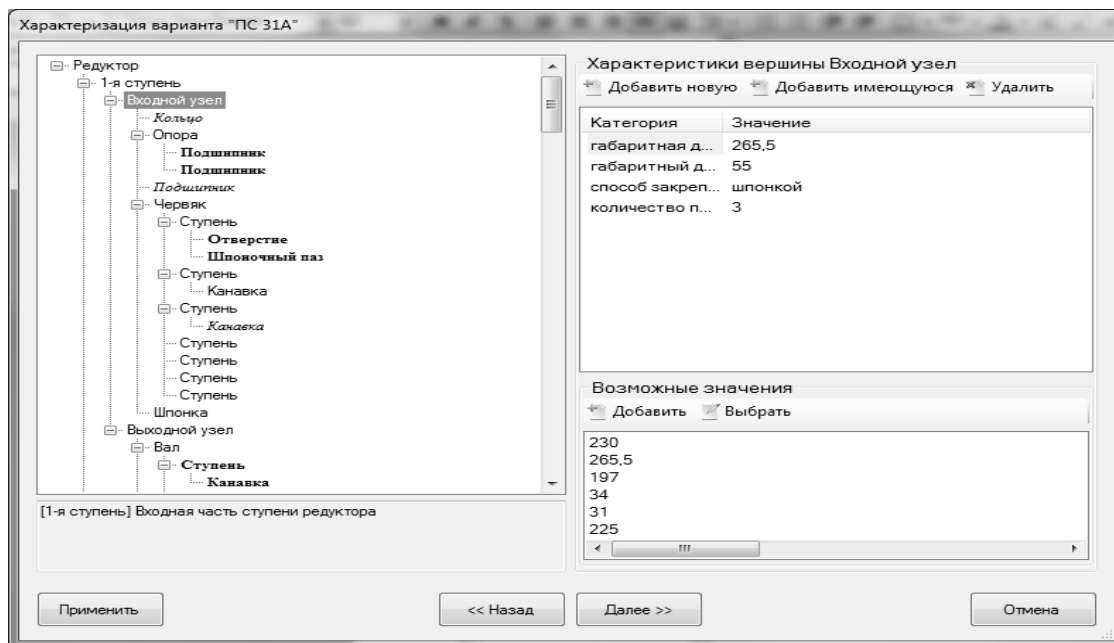
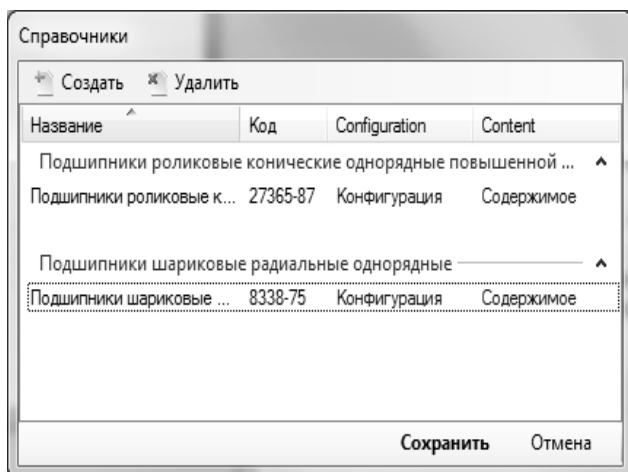
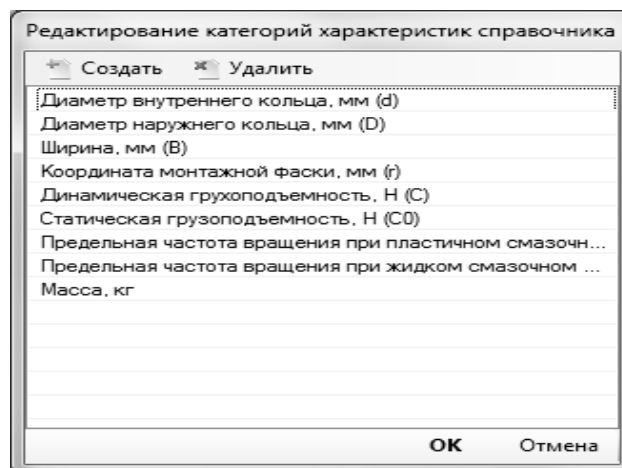


Рис. 2. Диалог редактирования характеристик функциональных вершин



а)



б)

Рис. 3. Инструменты формирования классификаторов-справочников:

а) диалог-список классификаторов-справочников; б) диалог редактирования конфигурации

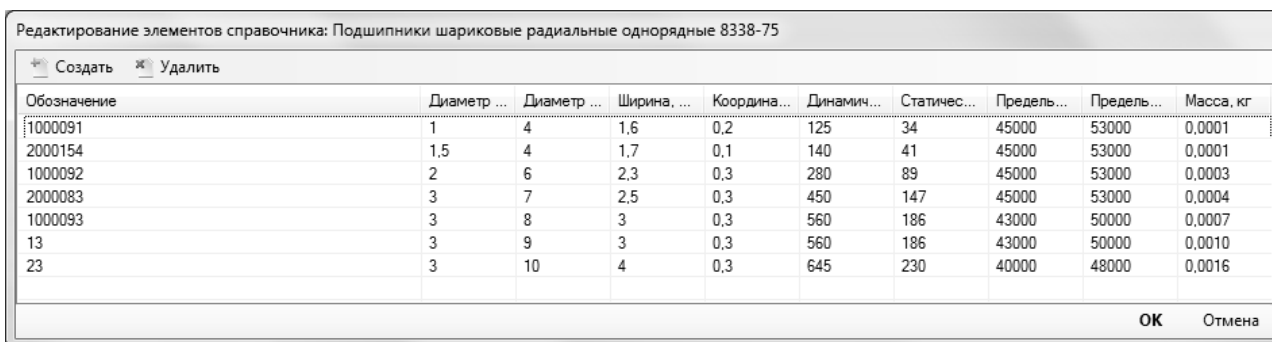


Рис. 4. Диалог редактирования содержимого классификатора-справочника

Построение первичного классификатора по описанным ранее вариантам структуры объекта может быть выполнено автоматически при движении по обобщенному графу-дереву сверху вниз путем анализа групп альтернативных характеристик каждого функционального элемента. В режиме расширения классификатор может быть дополнен функциональными вершинами, признаками, исходами, для чего эксперту предоставляется соответствующий функционал (рис. 5). При создании новой вершины эксперт должен будет описать всю ее структуру в терминах признаков и их исходов, а при создании нового признака – указать его возможные исходы.

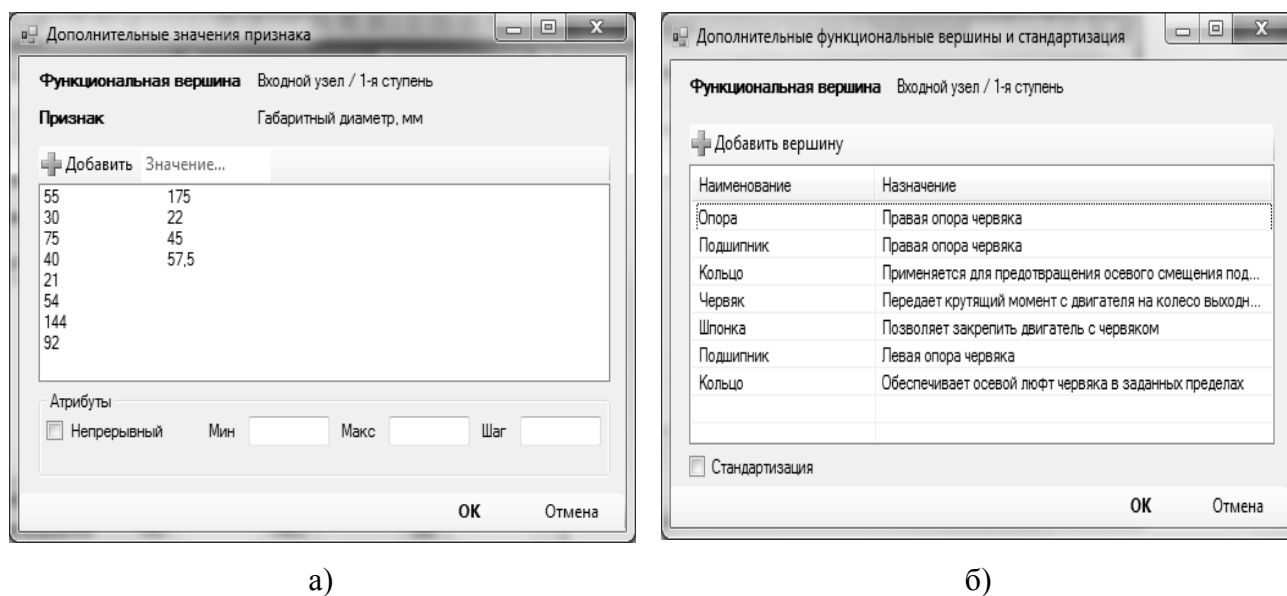


Рис. 5. Инструменты расширения классификатора: а) диалог дополнительных значений признака; б) диалог дополнительных функциональных вершин и стандартизации

4. Функционал подсистемы формирования запрещенных фигур

Подсистема формирования запрещенных фигур предназначена для формализации знаний эксперта о нереализуемых сочетаниях значений признаков и функциональных зависимостях предметной области.

При формировании эмпирических запрещенных фигур эксперт для каждого множества исходов от 2 до N (где N – число признаков, описывающих класс объектов) должен ответить на вопрос «является ли данное сочетание исходов нереализуемым?». При положительном ответе данное сочетание исходов считается запрещенной эмпирической фигурой. Для формирования множества функциональных зависимостей эксперт должен для каждого известного ему расчета указать признаки, являющиеся его параметрами, и ввести формулу расчета (Рис. 6).

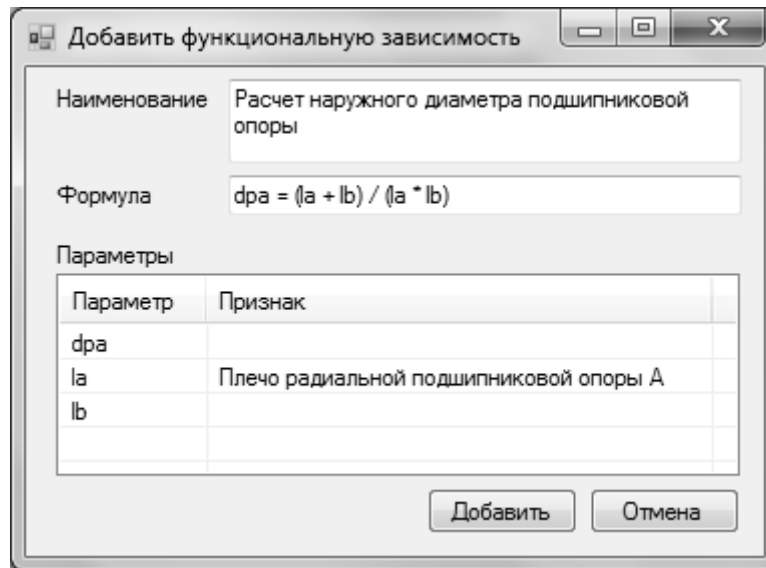


Рис. 6. Диалог описания функциональной зависимости

Заключение

Конечная система конструирования конкретного класса изделий состоит из информационной базы и подсистемы синтеза, предоставляющей конечный функционал по синтезу структуры изделия. Подсистема синтеза предназначена для получения конечного результата работы системы – реализуемых вариантов изделия согласно заданным пользователем критериям. Получаемые в результате выполнения процесса синтеза реализуемые варианты объекта являются конечным результатом функционирования системы.

Предложенные структура и функционал инструментальных средств создания систем структурного синтеза изделий обеспечивают успешную подготовку информационной базы, которая, в совокупности с модулем синтеза структуры, составляет конечную систему конструирования, позволяющую автоматизировать этап структурного синтеза изделия.

Библиографические ссылки

1. *Малина О. В., Валеев О. Ф., Морозов С. А., Холмогоров А. В.* Подходы к организации экспертного опроса подсистемы формирования классификатора системы структурного синтеза конечных объектов, построенных на дискретных структурах // Вестник Ижевского государственного технического университета. – 2012. - №1(53), - С. 126-129.

FEATURES OF DESIGNING CYLINDRICAL SPIROID GEARS WITH SMALL GEAR RATIOS

M.O. Vereshchagin, Post-graduate,

Kalashnikov Izhevsk State Technical University, vereshchaginm@mail.ru

Abstract: Design issues for spiroid gears with small (less than 10) gear ratios, the influence of their parameters on geometrical-kinematic meshing factors and rational choice of the pointed parameters are studied in this paper.

Keywords: spiroid gear, gear design, geometrical restrictions

ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СПИРОИДНОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИ МАЛОМ ПЕРЕДАТОЧНОМ ОТНОШЕНИИ

М. О. Верещагин, аспирант, Ижевский государственный

технический университет имени М. Т. Калашникова, vereshchaginm@mail.ru

Аннотация: Вопросы проектирования спиroidных передач с малыми (менее 10) передаточными отношениями, исследования влияния их параметров на геометро-кинематические показатели зацепления и рационального выбора указанных параметров рассмотрены в настоящей статье.

Ключевые слова: спиroidная передача, проектирование передач, геометрические ограничения

Введение

Для спиroidных передач, разработка, исследования, внедрение в различные отрасли промышленности которых выполняются уже много лет, вопросы выбора рациональных геометрических параметров при предпочтительных для этих передач значениях передаточных отношений в диапазоне $i=20\dots60$ рассмотрены в достаточно большом количестве публикаций [1, 2, 3 и др.].

Область эффективного применения этих передач может быть заметно увеличена за счет расширения диапазона реализуемых передаточных отношений в сторону их уменьшения до $6\dots8$ и менее. Однако это требует создания нового подхода к выбору параметров, отличного от известного, ставшего традиционным, поскольку при малых значениях i резко возрастают опасности подрезания и заострения зубьев колеса и поднутрения и заострения витков червяка. Первые попытки разработки такого подхода изложены в [4]. В настоящей работе

приводятся результаты последующего исследования геометрии и кинематики спироидных цилиндрических передач с малыми передаточными отношениями.

1. Принципиальная схема проектирования идеальной спироидной передачи

Сразу оговоримся – под идеальной спироидной передачей здесь понимается передача без учета факторов, действующих в реальном зацеплении (погрешности изготовления и монтажа, деформации звеньев, модификации зацепляющихся элементов и др.).

На рис. 1 и рис. 2 показаны соответственно схема ортогональной спироидной цилиндрической передачи и процесс синтеза ее сопряженного зацепления [3]. Приведенные на рис. 1 параметры определяют общие габариты передачи. Здесь d_{e2} (внешний диаметр колеса) = $k_{e2}a_w$, d_{a1} (диаметр вершин витков червяка) = $k_{a1}a_w$, где k_{e2} и k_{a1} – коэффициенты соответствующих диаметров, P – полюсная точка с координатой z_p вдоль оси червяка, положение которой определяет осевой модуль витков червяка $m_x = 2a_w/[z_1(1 - 2z_p/d_{a1})]$ [5], где z_1 – число заходов червяка, B_1 и b_1 – удаление червяка от межосевой линии и длина его нарезанной части соответственно. Расчет геометрии червяка и колеса включает выбор вида червяка и геометрии его витков. Моделирование геометрии и кинематики зацепления включает расчет таких характеристик, как коэффициент перекрытия ϵ , суммарная длина контактных линий l_Σ , приведенные радиусы кривизны ρ_{np} , скорость скольжения V_s , угол α_s между касательной к линиям сопряженного контакта и вектором V_s .

Схема проектирования передачи построена таким образом, что на каждом из ее этапов исключаются заведомо нереализуемые варианты передач, тем самым сужается поиск приемлемых вариантов.

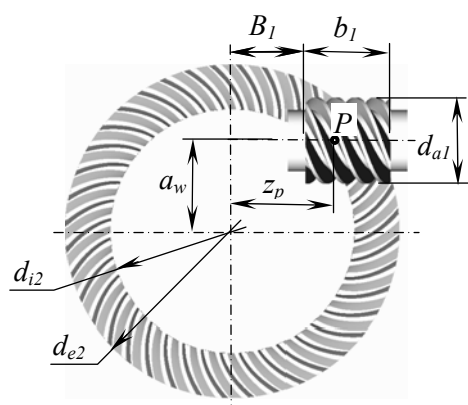


Рис. 1. Схема ортогональной спироидной цилиндрической передачи

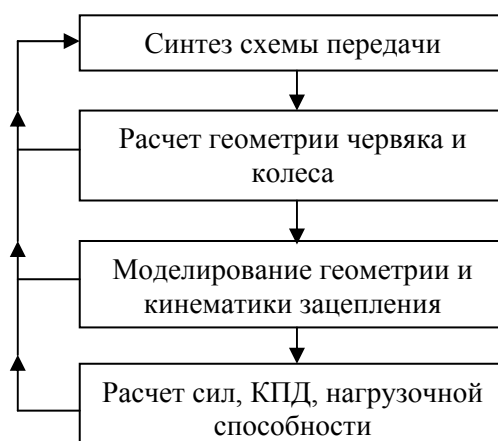


Рис. 2. Процесс проектирования идеальной спироидной передачи

2. Объект исследования

Численные исследования осуществлялись при помощи программы SPDIAL+ [6], которая используется для проектирования и исследования спироидных передач. В качестве объекта исследования была выбрана ортогональная спироидная цилиндрическая передача с параметрами: $d_{e2}=120$, $d_{i2}=92$, $i=6$, червяк *SZK1*, образованный производящим конусом. Остальные геометрические параметры в ходе исследования изменялись. Расчеты выполнены для частоты вращения червяка 100 об/мин и вращающего момента на колесе 500 Нм. Коэффициент трения в зацеплении принят равным 0,1.

3. Исследование геометрии и кинематики спироидных передач с малым передаточным отношением

Влияние a_w и d_{a1} на качество передачи (отсутствие дефектов) удобно представить в виде графиков [4], где по оси абсцисс откладываются значения коэффициентов k_{e2} , а по оси ординат — значения k_{a1} (рис. 3). В выполненных исследованиях изменением k_{e2} варьировались значения a_w , а изменением k_{a1} — значения d_{a1} .

На рисунке 3, а, б изображен коридор допустимых значений коэффициентов k_{e2} и k_{a1} . Граничные линии контура: 1 — линия, характеризующая начало подрезания по левым боковым поверхностям зубьев; 2 — линия, указывающая на комплекс ограничений, доминирующим из которых является поднутрение витка червяка. Попытки исключить данное ограничение приводят к заострению витка червяка и зуба колеса. Штриховка на линиях контура указывает начало области недопустимых значений коэффициентов k_{e2} и k_{a1} . Внутри контура изображены линии, определяющие другие показатели зацепления: геометро-кинематические (l_{Σ} , мм, ρ_{np} , мм, V_s , м/с, ε) (рис. 3, а) и эксплуатационные (σ_H — герцевские контактные напряжения рассчитанные в предположении о равномерном их распределении по полю зацепления; F_{r1} и F_{a1} , — радиальная и осевая составляющие силы на червяке соответственно) (рис. 3, б) по левым поверхностям. Изолинии были построены по результатам статистической обработки данных, полученных в результате расчета передач с помощью САПР SPDIAL+.

При построении граничных линий контура следует учитывать возможность подбора определенных параметров геометрии профиля витка червяка, чтобы избежать дефекты зуба/витка и тем самым расширить область существования передач. При этом приходится увеличивать углы профилей α_x , уменьшать высоту витка h_l (или высоту головки витка h_{a1}), увеличивать толщину витка в осевом сечении S_{x1} , что приводит к понижению нагрузочной способности, увеличению сил, понижению КПД и т.д. Если же придерживаться стандартной методики проектирования [7], в частности, относительно выбора углов профиля и других параметров витков червяка, и пытаться обеспечить высокие эксплуатационные и

прочностные показатели, область приемлемых значений k_{e2} и k_{a1} спироидной передачи с малым i значительно сократится. Для большей гибкости применения спироидной передачи с малым i целесообразно использовать максимально возможную область их существования на плоскости k_{e2} и k_{a1} .

Рассмотрим способы исключения дефектов.

1) Подрезание. Исследования показали, что на возникновение опасности подрезания влияет выбор положения полюсной точки P . Общая тенденция такова, что при малых i следует выбирать z_p меньшим. Кроме того, подрезания возможно избежать: а) изнутри уменьшив ширину венца b_2 , и, тем самым, исключить подрезанную зону, при этом понизится коэффициент перекрытия и нагрузочная способность передачи; б) увеличив α_x , что может привести к заострению витка и перераспределению сил в зацеплении.

2) Заострение витка червяка/зуба колеса. Обнаруживается при расчете геометрии червяка. Возможно избежать: а) увеличив делительную осевую толщину витка S_{x1} (при этом будет уменьшаться делительная осевая толщина зуба S_{x2}); б) уменьшив высоту витка h_1 и/или высоту головки витка h_{a1} .

3) Поднутрение. Также обнаруживается при расчете геометрии червяка, образованного производящим конусом. Возможно избежать: а) увеличив α_x , что может повлиять на заострение витка; б) путем рационального выбора параметров наладки производящего конуса.

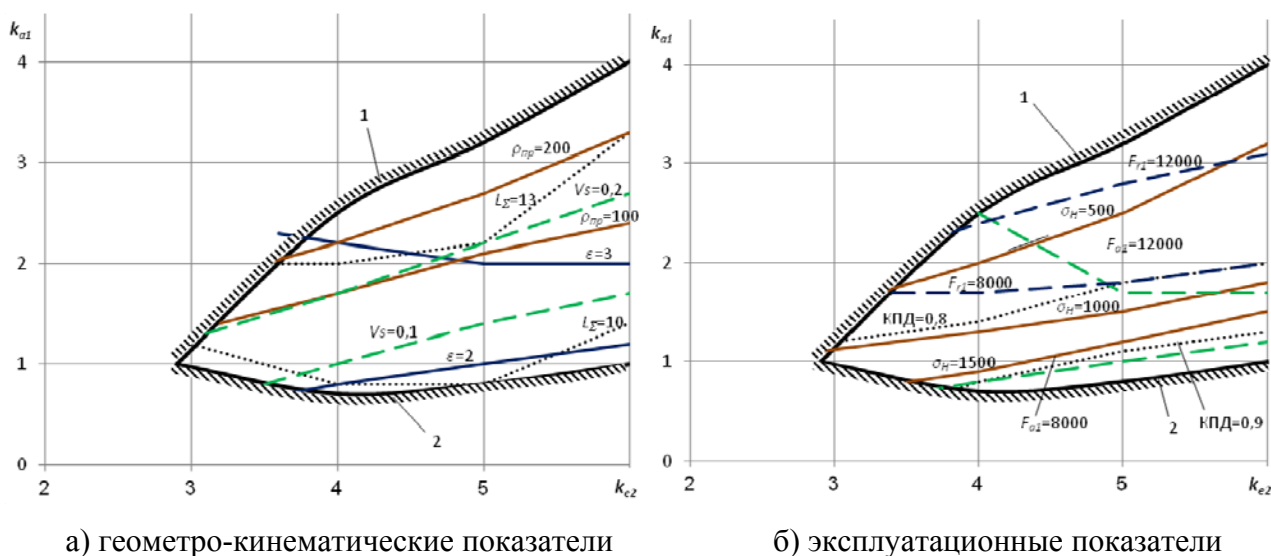


Рис. 3. Коридор приемлемых значений коэффициентов k_{e2} и k_{a1} при $i=6$.

Известно, что с уменьшением i увеличивается z_1 и делительный угол подъема линии витка γ и, как следствие, уменьшается коэффициент перекрытия ε . В связи с этим при построении графиков определена граница допустимых значений k_{e2} и k_{a1} , при которых $\varepsilon_{min}=2$.

Влияние одного из параметров передачи – межосевого расстояния a_w – на геометро-кинематические и силовые показатели при разных i показано на рис. 4.

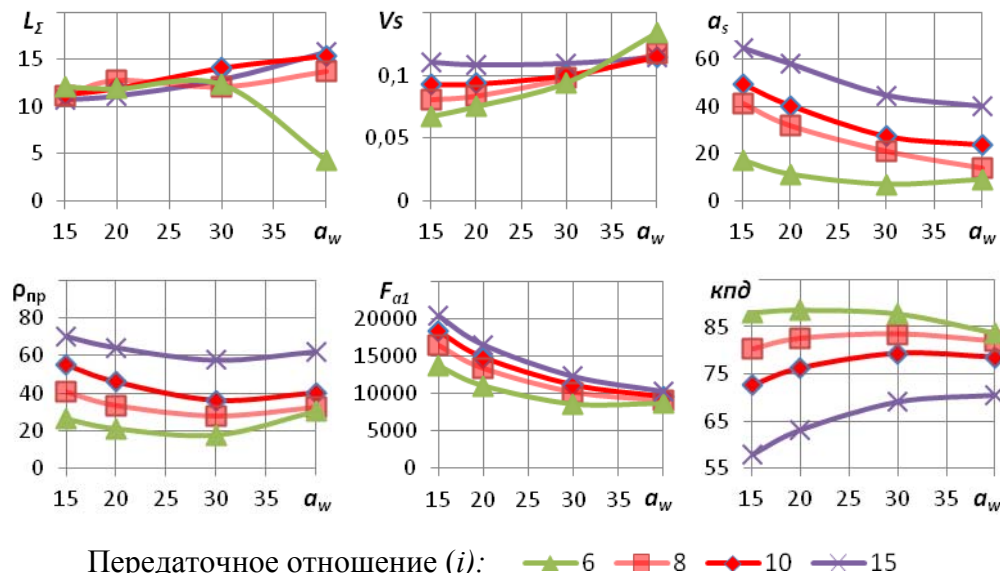


Рис. 4. Влияние i и a_w на геометро-кинематические, силовые показатели передачи по левым поверхностям

Выполненные в данной работе исследования позволили разработать рекомендации по проектированию спироидных передач с малыми передаточными отношениями с учетом обеспечения высоких эксплуатационных и прочностных показателей. Результаты представлены в таблице 1.

Таблица 1. Рекомендуемые диапазоны параметров спироидной передачи

i	6	8	10
z_1	4-6	3-5	2-4
k_{e2}	4-6	3,5-4,5	3-4
k_{a1}	1,2-2,5	1-1,4	0,6-0,9
Δz_p	0,25-0,35	0,25-0,4	0,25-0,45
a_L	28		
a_R	14-18	12-14	10-12
h_1^*	1,8	2	2,2

h_1^* - коэффициент высоты витка

Библиографические ссылки

1. *Nelson W. D.* Spiroid gearing. Parts 1, 2, 3. Machine design. Vol. 33 – USA, 1961, №4 – p. 136-144, №5 – p. 93-106, №5 – p. 163-171.
2. *Георгиев А.К., Гольдфарб В.И., Езерская С.В.* Передачи спироидные с цилиндрическими червяками. Расчет геометрии. Методические рекомендации. М.: ВНИИМаш Госстандарта СССР, 1977. – 86с.
3. *Гольдфарб В.И.* Основы теории автоматизированного геометрического анализа и синтеза червячных передач общего вида // Дисс. ... докт. техн. наук. – Устинов, 1985. – 417 с.
4. *V.I. Goldfarb, E.S. Trubachev, D.V. Glavatskikh.* Spiroid gears with small gear ratios. Some problems of design and production. // Proceedings of the International Conference on Gears, Munich, Germany, 2010. – P. 429–442.
5. *Георгиев А.К., Гольдфарб В.И.* Аспекты геометрической теории и результаты исследования спироидных передач с цилиндрическими червяками. Механика машин. Вып. 31, М., «Наука», 1972.
6. *Трубачев Е.С., Орешин А.В.* САПР спироидных передач. В н.-т. журнале: «Информационная математика», №1(3). – М.: Издательство физико-математической литературы, 2003, с. 159-165.
7. ОСТ 3-4290-79 Передачи спироидные цилиндрические. Метод расчета геометрических параметров.
8. *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
9. *Гольдфарб В.И.* Некоторые результаты исследования кривизны взаимоогibaемых поверхностей в гипоидно-червячных (спироидных) передачах с цилиндрическими линейчатыми червяками. Механические передачи. Сборник трудов. Ижевск, 1971. – С. 135-140.
10. ГОСТ 22850-77. Передачи спироидные. Термины, определения и обозначения.
11. *Гавриленко В.А.* Зубчатые передачи в машиностроении (теория эвольвентных зубчатых передач). – М. Машгиз 1962. – 532 с.

FORMALIZED DESCRIPTION AND SYNTHESIS OF CENTROIDS MECHANISMS WITH ROUND LINKS

G. Yu. Volkov, DSc in Engineering, Professor, Kurgan State University, vlkv48@mail.ru

Abstract: The method of formalized description of gear and friction mechanisms is submitted. It is proposed to consider the centroids as a system-forming elements for such mechanisms. These elements are divided into two groups depending on the direction of their rotation. Besides, the interaction is possible only between the elements from oppositional groups. Therefore, the structure of any centroid mechanism is described by bipartite graph. New schemes of gear and friction mechanisms were synthesized on the basis of the original form of their description.

Keywords: structural synthesis, centroid mechanism, bipartite graph, planetary transmission without carrier

ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ И СИНТЕЗ ЦЕНТРОИДНЫХ МЕХАНИЗМОВ С КРУГЛЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

*Г. Ю. Волков, доктор технических наук, профессор,
Курганский государственный университет, vlkv48@mail.ru*

Аннотация: Приводится созданный автором метод формализованного описания зубчатых и фрикционных механизмов. Предложено рассматривать центроиды системообразующими элементами в таких механизмах. При этом в зависимости от направления их вращения выявились две группы элементов, с возможностью взаимодействия только между оппозиционными группами. Поэтому структура любого центроидного механизма описывается двудольным графом. Исходя из оригинальной формы описания, были синтезированы новые схемы зубчатых и фрикционных механизмов.

Ключевые слова: структурный синтез, центроидный механизм, двудольный граф, безводильная планетарная передача

В технике широко применяются зубчатые и фрикционные передачи, подшипники качения и другие плоские механизмы, звенья которых взаимодействуют по центроидам, являющимся окружностями. Основным способом описания строения таких механизмов (как, впрочем, и большинства других видов механизмов) в настоящее время является графическое изображение их кинематических схем в сочетании с текстовым пояснением. Подход к формализации описаний и структурному синтезу центроидных механизмов, при котором основными эле-

ментами системы считаются звенья, на практике оказывается непродуктивным. Автором разработана следующая система формализованного представления структуры центроидных механизмов.

Системообразующими элементами центроидных механизмов предлагается считать собственно круглые центроиды, т.е. охватываемую начальную окружность (ролик) и охватывающую начальную окружность (кольцо) – (см. рис. 1) звеньев. В зависимости от направления вращения, эти элементы разделены на две группы «А» и «Б», причем, их взаимодействие возможно только между элементами разных групп. Это дает основание описывать структуру любого центроидного механизма двудольным графом.

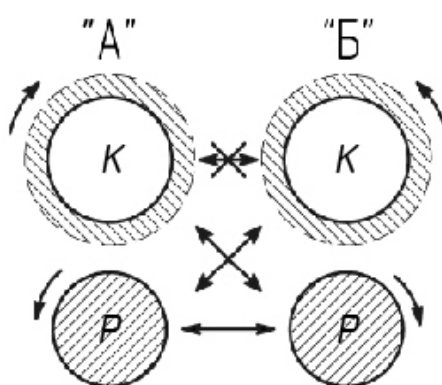


Рис. 1. Структурное условие кинематической совместимости элементов

Большинство центроидных механизмов обладают структурной симметрией вращения n -го порядка. Такие механизмы содержат неповторяющиеся (центральные) элементы кольца (К) и ролики (Р), а также повторяющиеся элементы (K^n) и (P^n) (чаще всего это сателлиты). Вводим цифровое кодирование: К \Rightarrow «1», Р \Rightarrow «2», $K^n \Rightarrow$ «3», $P^n \Rightarrow$ «4». Для исключения повторяющихся (изоморфных) вариантов получаемое «структурное число» приводится к определенному «учетному» виду: *последовательность перечисления символов элементов, входящих в каждую из групп «А» и «Б» соответствует наименьшему кодовому числу; кодовое число групп «А» больше чем группы «Б»*. Так, например, структура схемы, показанной на рис. 2, характеризуется структурным числом «112.4»

Различаются виды связей между элементами (табл. 1). В чисто центроидных механизмах могут присутствовать только кинематические пары, образуемые зубчатыми звеньями, – символ w (накладывает две связи, $S=2$) и высшие пары, образуемые «гладкими» поверхностями, – символ r ($S=1$). Предлагаемая система позволяет описать также центроидные механизмы, содержащие рычажные звенья и некоторые другие виды связей.

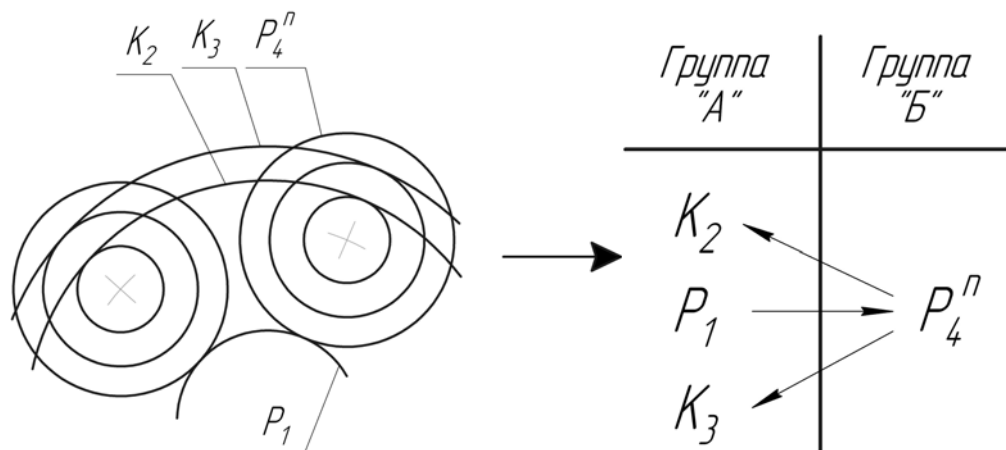
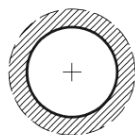
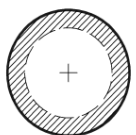
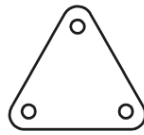

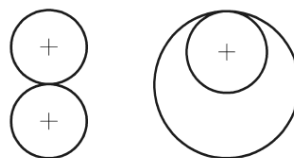
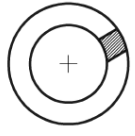

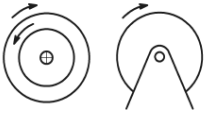
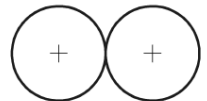




Рис. 2. Пример кодирования центроидного механизма: структурное число «112.4»

Таблица 1. Формализация структуры круглозвенных центроидных механизмов

	Базисная центроидная структура (БЦС)		Дополнения	
Элементы	Кольцо «К» 	Ролик «Р» 	Рычаг «Н» 	Ось «О» 
Связи	тангенциальная «Т» 	жесткая «С» 	жесткая «с» (S=3) 	вращательная «V» (S=2) 
Конкретизация связи вида «Т»	неудерживающая нормальная «Г» (S=1) 	тангенциальная зубчатая «Т» (S=1) 	центроидная зубчатая «W» (S=2) 	

Более полная, по сравнению со «структурным числом» информация о центроидном механизме содержится в его «структурной формуле». Она представляет собой матрицу смежности двудольного графа, вершинами которого являются элементы видов: К, Р, K^n , P^n , а связями: w, r и др., записанную в строку. Для механизма, показанного на рис. 2. матрица смежности:

$$\begin{array}{c|ccc}
 & K_2 & K_3 & P_1 \\
 \hline
 P_4^n & w & w & w
 \end{array} , \tag{1}$$

а структурное число и структурная формула:

$$\langle 112.4 \rangle - K_2 K_3 P_1 \times P_4^n : www. \tag{2}$$

Для иллюстрации возможностей предлагаемой формализации выполним синтез массива простейших структур зубчатых безводильных планетарных передач (БПП).

1 этап. На первом этапе синтеза выбираем сложность синтезируемой системы, т.е. количество входящих в неё элементов, и задаём структурные ограничения, вытекающие из особенностей данного механизма. БПП – это планетарные передачи вида ЗК [3]. Они содержат три основных, центральных элемента ЭЭЭ и промежуточные звенья – сателлиты, которые являются повторяющимися элементами системы, обладающей структурной симметрией вращения n -го порядка. Примем дополнительное ограничение: «сателлит – всегда ролик», обозначим его P^n . Проведём синтез БПП, в которых сателлиты расположены в один слой. Эти системы будут иметь набор элементов:

$$\text{ЭЭЭ}P^n. \quad (3)$$

2 этап. Проводим двудольное структурирование системы, т.е. распределяем элементы системы по двум группам. С учётом правил записи структурных чисел, исключающих изоморфизмы, элементы множества можно разделить следующим образом:

$$\text{ЭЭЭ}P^n, \text{ЭЭЭ-}P^n, \text{ЭЭ-Э}P^n, \text{ЭЭ}P^n\text{-Э}. \quad (4)$$

Системы $\text{ЭЭЭ}P^n$, «бракуем» по условию: «Нет элементов без связи». С учётом того, что связь возможна только между элементами разных групп – все элементы не могут находиться в одной группе. Центральные ЭЭЭ элементы БПП не могут взаимодействовать друг с другом, поэтому системы $\text{ЭЭ-Э}P^n$, $\text{ЭЭ}P^n\text{-Э}$, также отбрасываем. Остается только вариант:

$$\text{ЭЭЭ-}P^n. \quad (5)$$

3 этап. Третий этап синтеза состоит в конкретизации вида центральных элементов – кольцо К или ролик Р. Для удобства перечисления структурных вариантов используем цифровое кодирование [1] элементов системы: $K \Rightarrow \langle 1 \rangle$, $P \Rightarrow \langle 2 \rangle$, $P^n \Rightarrow \langle 4 \rangle$. Совокупность этих символов составляет структурное число системы. На уровне структурных чисел система (5) порождает следующие структурные варианты:

$$\langle 111.4 \rangle, \langle 112.4 \rangle, \langle 122.4 \rangle, \langle 222.4 \rangle; \quad (6)$$

4 этап. На этой стадии синтеза решается вопрос о наличии и видах связей между элементами системы, а результатом синтеза будут структуры кинематических цепей.

Для БПП с одним слоем сателлитов, отвечающих структурным числам (6), вопрос о выборе связей между элементами решается однозначно:

$$\begin{aligned} \langle 111.4 \rangle &- K K K \times P^n: w w w; \quad \langle 112.4 \rangle - K K P \times P^n: w w w; \\ \langle 122.4 \rangle &- K P P \times P^n: w w w; \quad \langle 222.4 \rangle - P P P \times P^n: w w w. \end{aligned} \quad (7)$$

5 этап. Пятый этап синтеза состоит в переходе от кинематической цепи к механизму, т.е. в выборе ведущего, ведомого и опорного (неподвижного) звеньев. В структурной формуле эту

информацию отобразим, заключив символы звеньев в скобки: ведущее – «()», ведомое – «{ }», опорное – «[]».

Проанализируем возможные варианты схем механизмов БПП с одним слоем сателлитов (см. табл. 2). Формальная перестановка символов «()», «{ }», «[]» для каждой из четырёх кинематических схем (7) даёт по шесть структурных вариантов механизмов, часть из которых изоморфны друг другу. Не повторяющиеся структуры БПП приведены в табл. 2.

Таблица 2. Схемы безводильных передач с одним слоем сателлитов

Структ. число	Кинематическая цепь	Структурная формула механизма	Источник
«111.4»		$(K_1)\{K_2\}[K_3] \times P_4^n$: www	SU 1744336
«112.4»		$(K_2)\{K_3\}[P_1] \times P_4^n$: www	-
		$(K_2)[K_3]\{P_1\} \times P_4^n$: www	-
		$\{K_2\}[K_3](P_1) \times P_4^n$: www	US 3675510
«122.4»		$[K_3](P_1)\{P_2\} \times P_4^n$: www	PL 89230 фиг. 2, 4
		$[K_3]\{P_1\}(P_2) \times P_4^n$: www	-
		$(K_3)\{P_1\}[P_2] \times P_4^n$: www	WO92053724
«222.4»		$(P_1)\{P_2\}[P_3] \times P_4^n$: www	PL 89230 фиг. 1, 3

Схемы, отвечающие структурным числам «111.4» и «222.4»; для обеспечения устойчивости системы требуют обязательного присутствия дополнительных «гладких» удерживающих колец К или роликов Р:

«1222.4» – $K(P_1)\{P_2\}\{P_3\}\times P_4^n$: $wlwr$; «1112.4» – $(K_1)\{K_2\}\{K_3\}P\times P^n$: $wlwr$.

Полученные структуры подлежат анализу с позиций их кинематических возможностей, конструктивных и технологических ограничений, компоновочных особенностей и т. д.

Патентный поиск показывает, что все представляющие интерес варианты БПП с одним слоем сателлитов уже известны (см. табл. 2). Наиболее распространены схема «112.4» – $\{K_2\}\{K_3\}(P_1)\times P_4^n$: $wlwr$ (патенты: *US 137267*, *US 3675510*, *RU 2122668* и др.) и схема «122.4» – $(K_3)\{P_1\}[P_2]\times P_4^n$: $wlwr$ (патент *WO 9205372* и др.).

Проведенный по тому же плану структурный синтез БПП с двумя слоями сателлитов, дал несколько новых схем передач, представляющих существенный практический интерес (*RU 105387*, *RU 2423634*, *RU 2442045*).

В результате выполнения данного исследования подтверждена корректность разработанной системы формализованного описания центроидных механизмов и эффективность опирающегося на него метода структурного синтеза. Получена гамма новых зубчатых и фрикционных механизмов, имеющих преимущества по сравнению с известными.

Библиографические ссылки

1. *Волков Г.Ю.* Систематика и структурно-параметрический синтез механизмов на базе замкнутых систем тел качения: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. / Г.Ю. Волков. Курган, 2012. – 36 с.
2. *Волков Г.Ю.* Формализованное отображение и систематика структур плоских многозвенных зубчатых и фрикционных механизмов / Г.Ю. Волков // Вестник машиностроения. – 2011. – № 1. – С. 20-23.
3. *Кудрявцев В.Н.* Планетарные передачи: изд. 2-е / В. Н. Кудрявцев. – Л. : Машиностроение, 1966. – 308 с.

SYNTHESIS AND ANALYSIS OF PLANETARY GEARS WITHOUT CARRIER

G. Yu. Volkov, DSc in Engineering, Professor, Kurgan State University, vlkv48@mail.ru;

S. V. Kolmakov, Post-graduate, Kurgan State University, stas160487@yandex.ru;

D. A. Kurasov, PhD in Engineering, Assistant professor, Kurgan State University, nauka@mail.ru

Abstract: The problem of formalized structural synthesis of planetary gears without carrier is solved in the paper. The structures of new gears without carrier are proposed. These structures have two layers of satellites. The algorithms of geometrical synthesis of the gears are considered. The problems of power analysis and efficiency calculation are solved for these mechanisms. New gears excel in high load carrying capacity and in compactness.

Keywords: planetary gear without carrier, structural synthesis, power analysis, efficiency

СИНТЕЗ И АНАЛИЗ БЕЗВОДИЛЬНЫХ ПЛАНЕТАРНЫХ ПЕРЕДАЧ

Г. Ю. Волков, доктор технических наук, профессор,

Курганский государственный университет, vlkv48@mail.ru;

С. В. Колмаков, аспирант,

Курганский государственный университет, stas160487@yandex.ru;

Д. А. Курасов, кандидат технических наук, доцент, Курганский государственный университет, nauka@mail.ru

Аннотация: В статье решена задача формализованного структурного синтеза безводильных планетарных передач. Предложены конструкции новых безводильных передач, содержащих два слоя сателлитов. Рассмотрены алгоритмы геометрического расчёта этих передач. Решены задачи силового анализа и расчёта коэффициента полезного действия механизмов. Новые передачи отличаются повышенной нагрузочной способностью и компактностью.

Ключевые слова: безводильная планетарная передача, структурный синтез, силовой анализ, коэффициент полезного действия

Введение

Одним из направлений совершенствования приводов современных машин, является использование планетарных передач. В некоторых случаях, дополнительное упрощение конструкции и повышение технологичности планетарных передач может быть достигнуто устранением водила, т.е. использования, так называемых, безводильных планетарных передач

(БПП). В настоящее время БПП сравнительно мало изучены как с точки зрения многообразия возможных структур и конструкций, так и с точки зрения технических возможностей.

1. Схемы безводильных планетарных передач

Разработанный Г.Ю. Волковым [1; 2] принципиальный подход к формализации структур центроидных механизмов (к которым относятся и БПП) позволяет получить все структурные схемы БПП заданной сложности. Наиболее простые схемы БПП содержат только три центральных колеса и плавающие сателлиты в один или два слоя. Анализ синтезированных схем БПП с одним слоем показал, что те из них, которые представляют интерес (например, *SU 1744336*, *US 3675510*, *GB 1418284*, *WO 92053724*), уже известны.

Ниже, в табл. 1, приведены синтезированные схемы БПП с двумя слоями сателлитов, прошедшие формальный тест [1] и сравнительную оценку по функциональным и технологическим признакам. Одна из схем (*SU 1017860*) оказалась известной, остальные – новые. Четыре из них были запатентованы нами: *RU 105387*, *RU 2423634*, *RU 2442045*.

Таблица 1. Схемы новых безводильных планетарных передач с двумя слоями сателлитов

Структ. число	Кинематическая цепь	Механизмы		Источник
		Структура	Перед. отнош.	
«114.14»		$\{K_1\}[K_2]P_4^n \times (K_3)P_5^n$	$i_{3-1o2} = \frac{1+ i_{3-2oH} }{1- i_{1-2oH} }$	<i>RU 105387</i>
«114.24»		$\{K_2\}[K_3]P_4^n \times (P_1)P_5^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1- i_{1-3oH} }{1- i_{2-3oH} }$	<i>SU 1017860</i>
«124.14»		$(K_2)[P_1]P_4^n \times \{K_3\}P_5^n$	$i_{2-3o1} = \frac{1+ i_{2-1oH} }{1- i_{3-1oH} }$	<i>RU 2423634</i> фиг. 8, 9
«124.24»		$\{K_3\}[P_1]P_4^n \times (P_2)P_5^n$	$i_{2-3o1} = \frac{1+ i_{2-1oH} }{1- i_{3-1oH} }$	<i>RU 2423634</i> фиг. 1, 2
«224.14»		$(P_1)\{P_2\}P_4^n \times [K_3]P_5^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1- i_{1-3oH} }{1- i_{2-3oH} }$	-
«224.24»		$(P_1)\{P_2\}P_4^n \times [P_3]P_5^n$	$i_{1-2o3} = \frac{1+ i_{1-3oH} }{1- i_{2-3oH} }$	<i>RU 2442045</i>

Технические возможности БПП определяются геометро-кинематическими характеристиками, нагрузочной способностью и КПД. Нами были разработаны методики, позволяющие выполнить соответствующие расчеты. Проиллюстрируем их на примере одной из новых БПП (рис. 1).

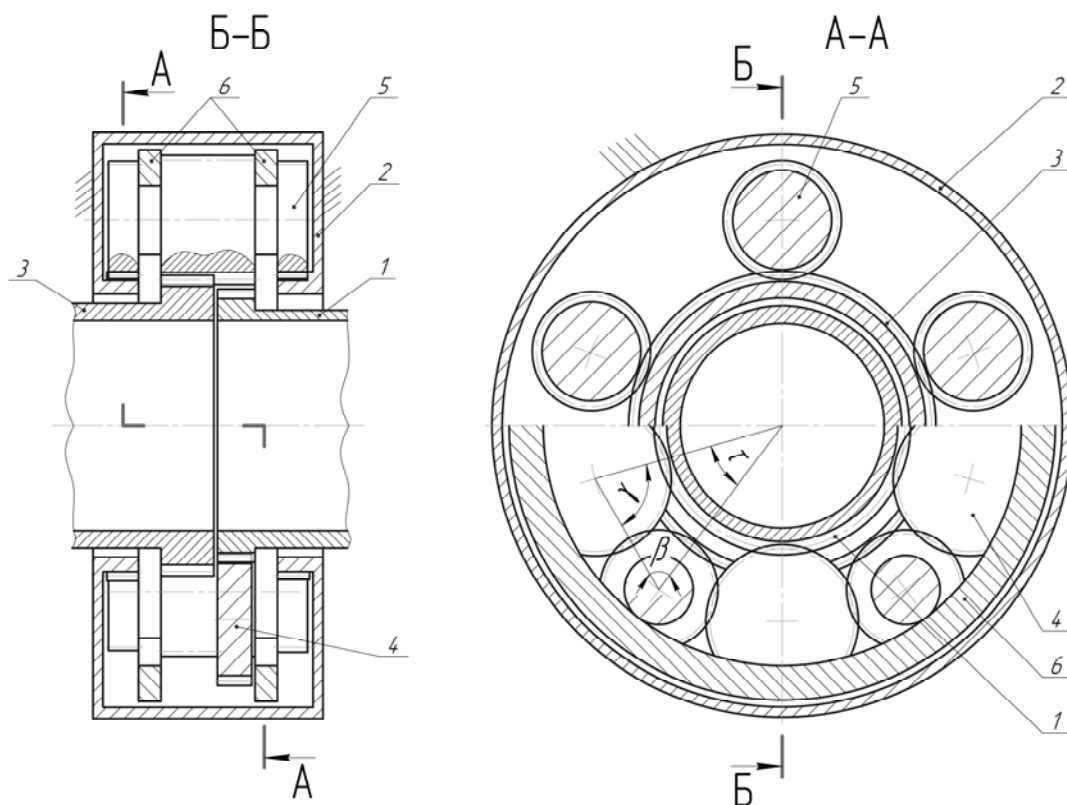


Рис. 1. Передача RU 2442045 [3] «224.24»

Эта передача содержит ведущее 1, ведомое 3 и опорное 2 центральные колеса с наружными зубьями, сателлиты 5, которые находятся во внешнем зацеплении с ведомым 3 и опорным 2 центральными колесами. Между сателлитами 5 расположены дополнительные сателлиты 4, входящие в зацепления с сателлитами 5 и ведущим колесом 1. Плавающие кольца 6 с гладкой внутренней рабочей поверхностью взаимодействуют с сателлитами 5. Опорное центральное колесо 2 выполнено с двумя венцами, разнесёнными друг относительно друга в осевом направлении, а зубчатые венцы ведомого 3 и ведущего 1 центральных колес расположены между ними.

2. Геометрический и кинематический расчёты безводильных планетарных передач

Специфика выполнения геометрического расчёта БПП заключается в наличии большого количества одновременно действующих условий сборки. Принципиальный подход к решению этой задачи для БПП с одновенцовыми сателлитами, заключающийся в рассмотрении

контуров, составленных из «продолжающих» друг друга дуг начальных окружностей взаимодействующих колёс, описан в монографии В.Н. Кудрявцева. Используя этот подход применительно к передаче *RU 2442045 «224.24»* (рис. 1) приходим к следующим уравнениям, описывающими условия сборки:

$$\frac{z_1}{k} + \frac{(z_5\beta - z_4\gamma)}{180} = C_{15}, \quad \frac{z_2}{k} + \frac{(z_5\beta - z_4\gamma)}{180} = C_{24}, \quad \frac{z_1 + z_2}{k} = C_{15} + C_{24} = C_{12}.$$

Нами разработаны методики геометрического расчёта каждой рассматриваемой БПП [4].

Главной кинематической характеристикой механической передачи, является обеспечиваемое ею передаточное отношение. Общая формула для определения передаточного отношения передач ЗК, в том числе БПП, имеет вид:

$$i_{AB}^C = \frac{1 - (-1)^{n_{AC}} |i_{AC}^H|}{1 - (-1)^{n_{BC}} |i_{BC}^H|} \quad (1)$$

Индекс *A* относится к ведущему звену, *B* – к ведомому, *C* – к опорному, а *H* к водилу (в нашем случае «мнимому»). Таким образом, i_{AB}^C – передаточное отношение от ведущего звена *A* к ведомому звену *B* при остановленном звене *C*; i_{AC}^H и i_{BC}^H – соответствующие передаточные отношения при остановленном водиле; n_{AC} и n_{BC} – количество внешних зацеплений в кинематической схеме от звена *A* к звену *C* или от звена *B* к звену *C*. В табл. 1 формулы передаточных отношений приведены с учётом конкретных чисел n_{AC} и n_{BC} .

3. Силовой анализ и расчёт КПД безводильных планетарных передач

Задачи силового анализа БПП решаются с применением классических методов статики. Сложность состоит в том, что эти расчёты опираются на геометрический расчёт зацеплений, выполняемый компьютерной программой КОМПАС V12 или другой графической программой. На основании результатов силового анализа была проведена оценка нагрузочной способности рассматриваемых БПП по контактной и изгибной прочности зуба. Нагрузочная способность всех БПП (в том числе передачи *RU 2442045 «224.24»*) оказалась весьма высокой, превышающей или не уступающей нагрузочной способности любых передач зацеплением. Это обуславливается большим количеством (порядка десяти) параллельно работающих сателлитов.

Вопрос о величине КПД БПП не столь однозначен. Готовыми формулами расчета КПД планетарной передачи в нашем случае воспользоваться нельзя. Наиболее общий подход к нахождению КПД предполагает определение потерь в зацеплениях. Выражая составляющие мощности потерь через соответствующие силы и скорости, получили расчетную формулу для определения КПД любой БПП:

$$\eta = \left(1 - 2 \cdot V_1 \cdot k_p \cdot f \cdot (1 - i_{H-1}) \sum_1^n \left(R_i \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_{II}} \right) \right) \right)^{-1}, \quad (2)$$

где V_1 – окружная скорость ведущего звена 1; k_p – коэффициент, зависящий от расположения поля зацепления относительно полюса, т.е. от соотношения коэффициентов смещения взаимодействующих зубьев, коэффициента перекрытия и др. параметров, определяемых при анализе конкретной передачи; f – расчетный коэффициент трения; i_{H-1} – передаточное отношение от мнимого водила к колесу 1 при остановленном колесе 2 или 3; R_i – сумма нормальных реакций в контактах зуба с двумя боковыми поверхностями (в i -ом беззазорном зацеплении); n – число зацеплений; z_1 – число зубьев шестерни, z_{II} – число зубьев колеса; знаки: «+» – для внешнего зацепления, «-» – для внутреннего.

Результаты расчётов КПД БПП в зависимости от передаточных отношений показаны на рис. 2. Все БПП (кривые 3..6) уступают по величине потерь обычным одно-, двух-, или трехступенчатым зубчатым передачам и планетарным передачам типа Джемса (кривая 1), но имеют КПД соизмеримый с КПД червячных передач (кривая 2). Показанная в качестве примера передача *RU 2442045* «224.24», характеризуется КПД (кривая 4) средним для БПП. Наиболее высокий КПД имеет передача *RU 105387* «114.14» (кривая 3). Наименьшим КПД обладает передача с двумя слоями сателлитов *RU 2423634* «124.24» (кривая 6). Однако именно эта передача наиболее компактна, а при передаточном отношении $i = 4..6$ она имеет приемлемый КПД (свыше $\eta=0,8$).

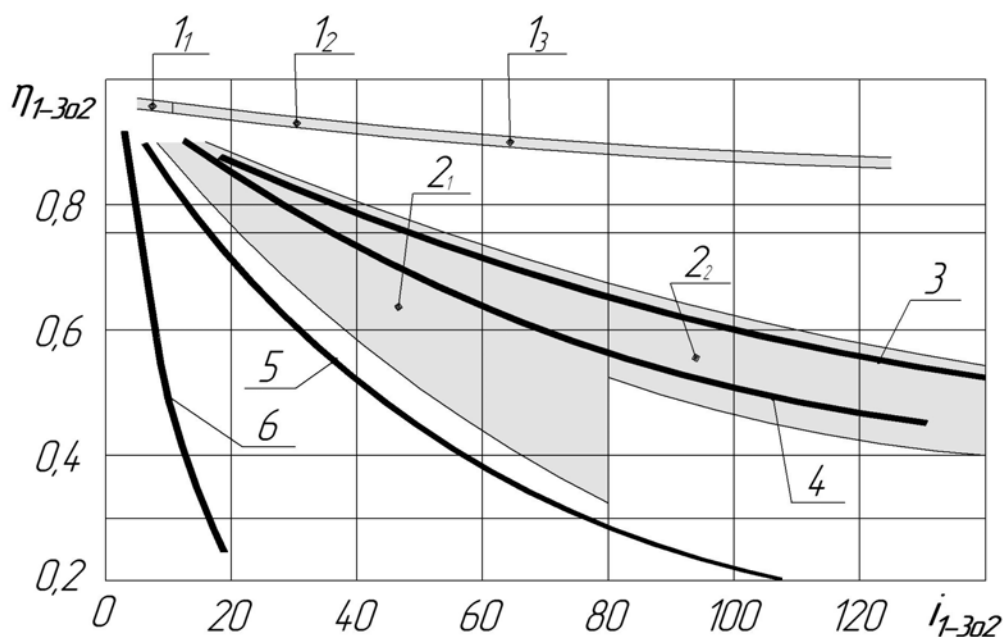


Рис. 2. Зависимость КПД (η_{1-3o2}) от передаточного отношения (i_{1-3o2})

Заклучение

Безводильные передачи обладают повышенной нагрузочной способностью и оптимальными массогабаритными характеристиками. Несмотря на сравнительно невысокий КПД они перспективны для использования в приводах подъемников, толкателей, запорной трубопроводной арматуры, лебёдок, механизма натяжения гусеницы [5] и других механизмов, рассчитанных на кратковременную работу.

Библиографические ссылки

1. *Волков Г.Ю.* Систематика и структурно-параметрический синтез механизмов на базе замкнутых систем тел качения: Автореф. дис. ... докт. техн. наук. / Г.Ю. Волков. Курган, 2012. – 36 с.
2. *Волков Г.Ю.* Формализованное отображение и систематика структур плоских многозвенных зубчатых и фрикционных механизмов / Г.Ю. Волков // Вестник машиностроения. – 2011. – № 1. – С. 20-23.
3. Пат. на изобретение 2442045 РФ, МПК F16Н1/36. Безводильная планетарная передача / Г.Ю. Волков, С.В. Колмаков; Заявлено 09.07.2010. – Оpubл. 10.02.2012. – Бюл. № 4.
4. *Волков Г.Ю.* Формирование условий сборки безводильных планетарных передач по методу «зубчатых контуров» / Г.Ю. Волков, С.В. Колмаков // Высокие технологии в машиностроении: Материалы Международной научно-технической конференции. – 2012. – С. 302–306.
5. *Набоков В.К.* Механизм натяжения гусеницы, построенный на базе безводильной планетарной передачи / В.К. Набоков, Г.Ю. Волков, С.В. Колмаков // Вестник Курганского государственного университета. Серия «Технические науки». – № 6. – 2011.– С. 7 – 11.

ANALYSIS OF MULTI-PAIR GEAR TOOTH CONTACT

*A. E. Volkov, Dr. Sci. Tech., Professor, Moscow State University of Technology «STANKIN»,
volkov411@gmail.com;*

*V. I. Medvedev, Dr. Sci. Tech., Professor, Moscow State University of Technology «STANKIN»,
vladimir.ivanovich.medvedev@gmail.com*

Abstract: The algorithm of distribution of the given moment between several instantaneously contacting teeth couples is described. The feature of algorithm is the automatic detection of instantaneously contacting pairs number and overlapping coefficient. The example of use of algorithm for spiral bevel gear set is given.

Keywords: spiral bevel gear set, multipair contact, overlapping coefficient

АНАЛИЗ МНОГОПАРНОГО КОНТАКТА В ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧЕ

*А. Э. Волков, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН»,
volkov411@gmail.com;*

*В. И. Медведев, доктор технических наук, профессор ФГБОУ ВПО МГТУ «СТАНКИН»,
vladimir.ivanovich.medvedev@gmail.com*

Аннотация: Описан алгоритм распределения передаваемого момента между несколькими парами одновременно контактирующих зубьев. Особенностью алгоритма является автоматическое определение парности контакта и коэффициента перекрытия. Приведен пример использования алгоритма для конической передачи с круговыми зубьями.

Ключевые слова: коническая передача с круговыми зубьями, многопарный контакт, коэффициент перекрытия

Введение

Численное определение контактных давлений в зубчатых передачах с учетом одновременного контакта нескольких пар зубьев описано во многих работах [1, 2, 3, 4, 5]. В монографии [1] Г.И. Шевелевой дан алгоритм решения контактной задачи теории упругости при одновременной работе двух пар зубьев. В работе [4] на основе алгоритма Г.И. Шевелевой исследован трехпарный контакт в конических и гипоидных зубчатых передачах. В монографии Ф.Л. Литвина [2] представлены результаты решения контактной задачи в конических передачах с круговыми зубьями, где учтен двухпарный и трехпарный контакт. Однако алгоритм этого решения, вероятно основанный на методе конечных элементов, в работе не опи-

сан. В статье [3] при расчете контактных давлений с помощью решения Герца учтена возможность двухпарного контакта в конической передаче с круговыми зубьями. В работе [5] описан алгоритм решения контактной задачи для спироидных передач с учетом возможного четырех- и даже пятипарного контакта. Однако многие тонкости алгоритма остались без объяснения. Во всех упомянутых работах важнейшее место занимает алгоритм перераспределения передаваемого момента между несколькими работающими парами зубьев. Причем в работах [1, 3, 4] этот алгоритм описан подробно, но учитывает заранее известную парность контакта. В работах [2, 5] этот вопрос освещен недостаточно полно.

В статье описывается алгоритм перераспределения передаваемого момента между несколькими парами работающих зубьев, количество которых заранее неизвестно.

1. Анализ многопарного контакта на произвольной фазе зацепления

Для расчета контактных давлений в зубчатых передачах будем использовать метод последовательного нагружения [1]. В ходе последовательного нагружения шестерня на произвольной фазе $\varphi^{(1)}$ считается неподвижной, а колесо поворачивается вокруг своей оси так, чтобы его боковая поверхность "давила" на боковую поверхность шестерни. Сближение зубьев при нагружении характеризуется параметром f . Значение параметра f по мере нагружения отсчитывается от номинального значения угла $\varphi^{(2)} = u \varphi^{(1)}$ поворота колеса. Здесь u – передаточное отношение, равное отношению числа $z^{(1)}$ зубьев шестерни к числу $z^{(2)}$ зубьев колеса. Верхний индекс (1) определяет принадлежность к шестерне, а индекс (2) – к колесу.

Пусть с зубом колеса связана декартова ортогональная система координат ξ, η, t с началом в средней точке поверхности зуба. Ось t направлена по нормали к поверхности зуба, ось ξ направлена по касательной к линии зуба. Момент M , создаваемый контактными давлениями на фазе $\varphi^{(1)}$, зависит от параметра f сближения тел, и рассчитывается так [1]

$$M(\varphi^{(1)}, f) = \iint_{(D)} [\mathbf{r}(\xi, \eta) \times p(\xi, \eta) \mathbf{t}] \mathbf{z}^{(0)} d\xi d\eta \quad (1)$$

Здесь \mathbf{t} – орт координатной оси t ; $\mathbf{z}^{(0)}$ – орт оси вращения колеса; $p(\xi, \eta)$ – функция распределения давлений по мгновенной области контакта; \mathbf{r} – радиус-вектор точки контакта, идущий из произвольной точки (ξ_0, η_0, t_0) оси колеса в точку (ξ, η, t) на поверхности зуба колеса. Интегрирование в (1) производится по области D , занимаемой мгновенной контактной площадкой в фазе зацепления $\varphi^{(1)}$.

В соответствии с методом последовательного нагружения рассчитывается последовательность областей контакта и распределение по ним давлений при постепенно возрастающей нагрузке. Расчет давлений p на каждом шаге последовательного нагружения происходит по

алгоритму, описанному в работе [1].

Соотношение (1) позволяет для каждого фиксированного значения $\varphi^{(1)}$ построить кривую нагружения, т.е. график зависимости передаваемого момента M от параметра f при условии, что в контакте находится только одна пара зубьев.

2. Анализ многопарного контакта на произвольной фазе зацепления

Присвоим номер "0" тому зубу шестерни, средняя точка которого была в контакте на начальной фазе $\varphi^{(1)} = 0$. Зубьям шестерни, которые будут контактировать следующими, присвоим номера "1", "2" и т.д. Зубьям шестерни, которые контактировали ранее, присвоим номера "-1", "-2" и т.д.

Тогда средняя точка зуба с номером "n" на шестерне будет находиться в контакте со средней точкой парного зуба колеса на фазе зацепления $\varphi^{(1)} = \tau n = 2\pi n/z^{(1)}$. Здесь τ – угловой шаг зубьев шестерни. Парному зубу колеса также присвоен номер "n".

Пусть шестерня повернута на некоторый угол $\varphi^{(1)}$. В рассматриваемой фазе зацепления помимо пары зубьев с номерами "0" в контакте могут находиться также другие пары зубьев.

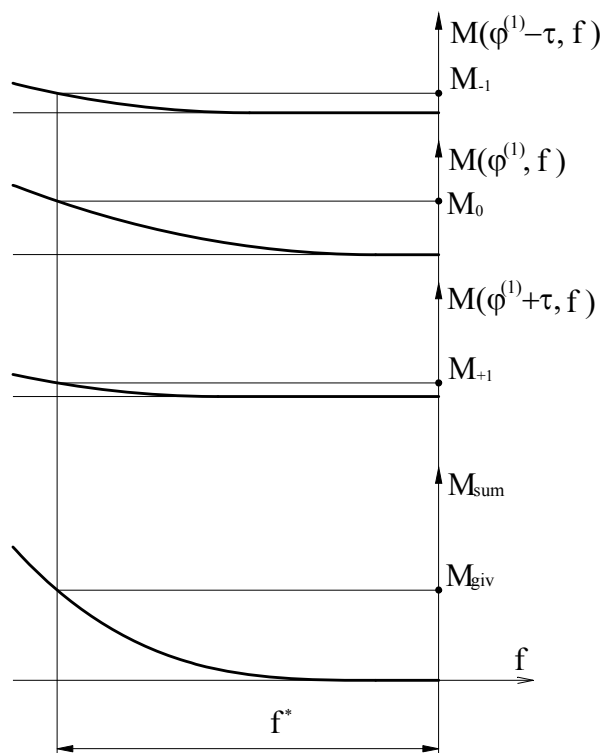


Рис.1. Суммарная кривая нагружения и ее составляющие

кривая – график зависимости $M(f)$.

Предположим, что, исходя из особенностей данной зубчатой передачи, в контакте не может находиться более N пар зубьев. Тогда вместе с парой зубьев под номером "0" кандида-

Если пара зубьев с номером "0" находится в контакте на фазе $\varphi^{(1)}$ и на фазе $\varphi^{(1)} + \tau n$, то на фазе $\varphi^{(1)}$ возможен одновременный контакт двух пар зубьев с номерами "0" и "n".

Для построения кривой нагружения на фазе $\varphi^{(1)}$ переведем зубчатую пару в номинальное положение. При неподвижной шестерне ($\varphi^{(1)} = \text{const}$) колесо дополнительно поворачивается на угол f и его суммарный угол поворота становится равным $\varphi^{(2)} = \varphi^{(1)} + f$. Если при повороте на угол f контакт зубьев отсутствует, то $M(f) = 0$, что соответствует горизонтальной части графика на рис.1. Окончание горизонтальной части графика отражает момент касания зубьев, а последующая

тами на одновременный контакт могут быть пары зубьев с номерами "1-N", "2-N", ..., "N-2" или "N-1". Чтобы выяснить, какие из пар зубьев будут контактировать на фазе $\varphi^{(1)}$, необходимо построить суммарную кривую нагружения, которая представляет собой сумму кривых нагружения всех пар зубьев, являющихся кандидатами на наличие контакта (рис. 1):

$$M_{\text{sum}}(\varphi^{(1)}, f) = \sum_{n=1-N}^{N-1} M(\varphi^{(1)} + \tau n, f).$$

Заметим, что передаваемый момент зависит от двух параметров: первый параметр – это угол $\varphi^{(1)} + \tau n$ поворота шестерни или фаза зацепления, для которой рассчитывается кривая нагружения, второй – параметр нагружения, который отсчитывается от номинального значения $\varphi^{(2)} = u(\varphi^{(1)} + \tau n)$.

Для определения значения f^* параметра нагружения, при котором на суммарной кривой достигается заданный передаваемый момент M_{giv} , решаем уравнение относительно f :

$$M_{\text{sum}}(\varphi^{(1)}, f) = M_{\text{giv}}. \quad (2)$$

Найденный корень f^* является ошибкой $\Delta\varphi^{(2)}$ в угловом положении колеса по сравнению с его номинальным положением, т.е. при $\varphi^{(1)} = \text{const}$.

Корень f^* уравнения (2) позволяет определить распределение заданного момента M_{giv} между несколькими парами одновременно контактирующих зубьев (рис. 1):

$$M_{\text{giv}} = \sum_{n=1-N}^{N-1} M_n(\varphi^{(1)}) = \sum_{n=1-N}^{N-1} M(\varphi^{(1)} + \tau n, f^*). \quad (3)$$

Если пара зубьев с номером "n" не контактирует на данной фазе, то $M_n = 0$. Количество отличных от нуля моментов в правой части равенства (3) показывает парность контакта передачи на данной фазе зацепления. Если пара зубьев с номером "n" контактирует на данной фазе, то M_n представляет собой ту часть момента M_{giv} , которую передает эта пара зубьев.

Наименьший из углов поворота шестерни с ненулевым моментом представляет собой угол $\varphi_{\text{вх}}$ входа пары зубьев в зацепление, а наибольший – угол $\varphi_{\text{вых}}$ выхода из зацепления. Коэффициентом перекрытия следует считать отношение $\varepsilon = (\varphi_{\text{вых}} - \varphi_{\text{вх}})/\tau$.

3. Пример анализа работы нагруженной зубчатой передачи

Описанный алгоритм реализован в виде программного модуля и встроен в ПК ЭКСПЕРТ [6] для анализа контакта в конических передачах с круговыми зубьями. Рассмотрим результаты анализа контакта в ортогональной конической передаче со следующими параметрами: числа зубьев 31 и 73; $m_n = 5,95$ мм; $\beta = 30^\circ$; $b = 70$ мм. Модули упругости $E = 2,0 \cdot 10^5$ МПа, а коэффициенты Пуассона – 0,3. $M_{\text{giv}} = 15000$ Нм. Для конических передач с круговыми зубьями

$N = 3$. Расчет контактных давлений произведен с использованием алгоритмов, представленных в работе [7].

В соответствии с описанной выше методикой нахождения интервала работы одной пары зубьев для наглядности составлена таблица значений моментов в Нм (Табл.1), передаваемых разными парами зубьев в зависимости от фазы зацепления. На периоде зацепления каждой пары зубьев выбрано 9 фаз: $\varphi_i^{(1)}$ ($i=1, \dots, 9$).

Таблица 1. Значения моментов, передаваемых парой зубьев на разных фазах зацепления

i	$\varphi_i^{(1)}$, рад	n=-2	n=-1	n=0	n=1	n=2
1	-0,101	0	0	2833	12167	0
2	-0,079	0	0	4195	10805	0
3	-0,056	0	0	5770	9230	0
4	-0,034	0	0	7505	7495	0
5	-0,011	0	0	9330	5670	0
6	0,011	0	0	11196	3804	0
7	0,034	0	0	12980	2020	0
8	0,056	0	780	13900	320	0
9	0,079	0	1720	13280	0	0

Из табл.1 видно, что на фазе $\varphi_5^{(1)} = -0,011$ рад имеет место двухпарный контакт с распределением моментов: $M_0(\varphi_5^{(1)}) = 9330$ Нм; $M_1(\varphi_5^{(1)}) = 5670$ Нм. На фазе $\varphi_8^{(1)} = 0,056$ рад одновременно работают три пары зубьев, моменты между которыми распределены следующим образом: $M_{-1}(\varphi_8^{(1)}) = 780$ Нм; $M_0(\varphi_8^{(1)}) = 13900$ Нм; $M_1(\varphi_8^{(1)}) = 320$ Нм.

Мгновенные контактные площадки на вогнутой стороне трех одновременно работающих зубьев шестерни представлены на рис.2.

Следует заметить, что эти мгновенные контактные площадки изображены на боковой поверхности одного зуба только для удобства восприятия. На самом деле они располагаются на трех соседних зубьях.



Рис.2. Мгновенные контактные площадки трехпарного контакта на фазе $\varphi_8^{(1)} = 0,056$

Из табл.1 определяем интервал работы одной пары зубьев. Вход пары зубьев в зацепление расположен между 7 и 8 расчетными углами при $n = -1$, а выход – между 8 и 9 при $n = 1$. Бо-

лее точный расчет с использованием линейной экстраполяции показал, что $\varphi_{вх} = -0,167$ рад; $\varphi_{вых} = 0,266$ рад, а значение коэффициента перекрытия при заданном передаваемом моменте $\varepsilon = 2,14$. Максимальное контактное давление 1554 МПа получено на фазе $\varphi^{(1)} = 0,059$ рад при передаваемом моменте 13930 Нм.

Заключение

Предложенный алгоритм является универсальным и его можно использовать для определения контактных давлений в любых нагруженных зубчатых передачах, имеющих высокий коэффициент перекрытия, например: в гипоидных, червячных, спироидных и других.

Библиографические ссылки

1. Шевелева Г. И. Теория формообразования и контакта движущихся тел: Монография. – М.: Издательство "Станкин". – 1999. – 494 с.
2. Litvin F. L., Fuentes A. Gear Geometry and Applied Theory. – Cambridge: Univer. press, 2004. – 800 p.
3. Медведев В. И. Расчет изгибных напряжений в круговых зубьях конических колес // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2003. – № 4. – с.32-40.
4. Волков А. Э. Анализ нагруженной зубчатой передачи с учетом одновременной работы трех пар зубьев // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2000. – № 6. – с.92-100.
5. Трубачев Е. С., Кузнецов Ан. С. Алгоритмы оценки статической нагруженности спироидных передач // Информационная математика: научно-технический журнал. – М.: Изд-во физико-математической литературы. – 2003. – № 1(4). – с. 196-208.
6. Шевелева Г. И., Волков А. Э., Медведев В. И. Программный комплекс для подготовки производства спирально-конических зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 2005. – № 9. – с.6-14.
7. Шевелева Г. И., Волков А. Э., Медведев В. И. Сравнение методов расчета контактных давлений в конических передачах с круговыми зубьями // Вестник машиностроения. – 2003. – № 6. – С.9.

ADVANCES IN THE RESEARCH OF HOURGLASS WORM DRIVES

Y. Zhao, Ph. D., Northeastern University, China, zhyp_neu@163.com;

Y. Zhang, Ph. D., Northeastern University, China, zhaoyaping1975@126.com

Abstract: The origin and development of the toroidal worm pair are discussed. The Hindley worm drive, the plane double-enveloping toroidal worm drive (the TP worm drive) and so on are involved. The meshing theory, the modification approach and the mismatch precept are all related to. The formation principle of the hourglass worm helicoid and the efficient processing method are sketched. Some advanced tools to grind the worm and generate the worm gear are also referred to. The strength research of the globoidal worm drive is briefly surveyed as well. In addition, some representative application of the toroidal worm gear set is introduced.

Keywords: toroidal worm drive; modification method; mismatch precept; double-enveloping

РАЗРАБОТКИ В ОБЛАСТИ ИССЛЕДОВАНИЙ ГЛОБОИДНЫХ ПЕРЕДАЧ

Й. Жао, к.т.н., Северо-Восточный университет, Китай, zhyp_neu@163.com;

Й. Жанг, к.т.н., Северо-Восточный университет, Китай, zhaoyaping1975@126.com

Аннотация: Рассматривается процесс возникновения и развития тороидальных червячных передач, таких как: глобоидальная передача, тороидальная плоская червячная передача с двойным огибанием (ТП червячная передача) и др. Данная статья касается вопросов теории зацепления, методов модификации, несопряженности поверхностей. В общих чертах изложены принципы формообразования геликоида глобоидной передачи и производительные методы обработки. Также рассматриваются некоторые прогрессивные инструменты для шлифования червяка и формирования червячного колеса. Кратко описано исследование прочности глобоидальной червячной передачи. В дополнение к этому, приведены примеры типового применения тороидальной червячной пары.

Ключевые слова: тороидальная червячная передача, метод модификации, несопряженность поверхностей, двойное огибание

Introduction

If the reference surface of a worm is a torus, the worm is usually called a toroidal worm. A toroidal worm and its mating worm wheel constitute a toroidal worm pair. In general, the toroidal worm drive has high carrying capacity because it is capable of accomplishing multi-tooth double-line contact. Additionally, the conditions of lubrication of a globoidal worm gearing are

substantially better in comparison with a cylindrical worm drive due to the special shape of the line of contact between the toroidal worm and the mating worm gear. This leads to higher efficiency consequently. Until now the hourglass worm gear set has widely applied into heavy-duty machinery, such as metallurgical machinery, construction machine, and hoisting and conveying machinery.

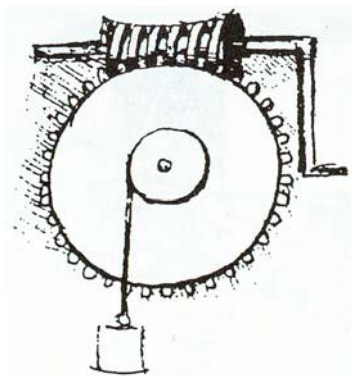


Figure 1. Sketch of the hourglass worm drive designed by Leonardo da Vinci.

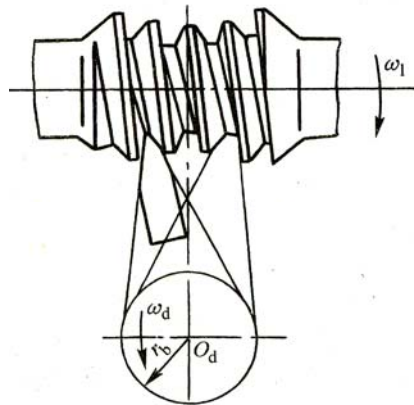


Figure 2. Fabrication principle of the Hindley worm.

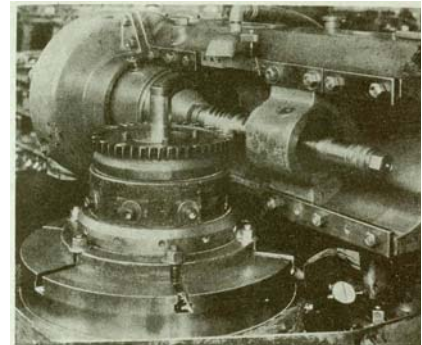


Figure 3. Manufacturing a Cone worm efficiently.

In regard to hourglass worm drives, the outset of the development and application can be tracked back to the related study of Leonardo da Vinci (1452-1519) [1]. One of his designs worked as an alarm clock by raising the feet of a sleeper, where a toroidal worm gearing was used to be the actuating mechanism, as shown in Figure 1.

To begin with Leonardo da Vinci, great progresses have been made on the investigation and application of the hourglass worm drive. In consideration of the appearance of various types, a compendious assortment was provided for toroidal worm drives [2].

In this paper, the advances in the field of investigating hourglass worm drives will be introduced. However, length consideration necessarily restricts the coverage of the present review, so the discussion is limited to some representative and hackneyed toroidal worm pairs.

1. Hindley Worm Drive

About three centuries later than Leonardo da Vinci, a toroidal worm drive was first manufactured successfully in 1765 by Henry Hindley, a cock maker in York shire of England, and was utilized in a dividing machine [1]. From then on, this kind of worm gearing was known as the Hindley worm drive in the West.

One of the most significant improvements, with respect to the Hindley worm drive, was performed by Samuel I. Cone, a draftsman at the Norfolk shipyard in Virginia, approximately in

1909 [3]. The Hindley worm pair improved by Cone is now known as Cone Drive, which is its famous brand as well.

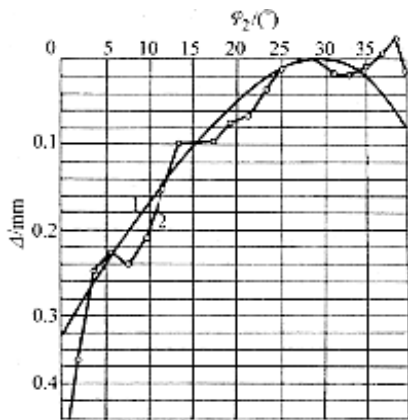


Figure 4. Modification curve for the Hindley worm drive.

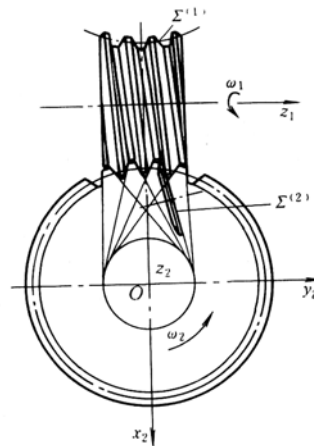


Figure 5. Planer worm gear set.

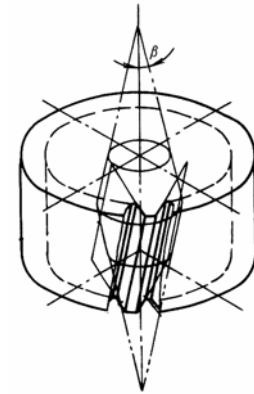


Figure 6. Skew planer worm gear set.

Owing to good meshing properties, the Cone drive was applied in a number of industrial departments soon after birth. Figure 3 shows the scene of the high volume-production of the Cone worm by a disk-shaped cutter [4].

In 1940s, the scholars in the Soviet Union discovered that, a ridge exists in the middle of the tooth flank of a primitive Cone worm gear, which is always in contact from the beginning to the end in a meshing circle. To overcome this drawback, they proposed a modification method based on the modification curve, which is often called the parabola modification method [5]. In Figure 4, Curve 2 is the natural modification curve that is obtained on the basis of measurement. Curve 1 is the fitting curve of Curve 2.

In 1980s, Hu and Li [6] proposed a prompted modification methodology by fitting the natural modification curve with a high order polynomial.

In essence, the approach based on the modification curve belongs to the semi-empirical and semi-analytical method. Besides, it requests to realize the variable technical transmitting ratio in the course of fabricating the corrected worm. Almost at the same time, Litvin [7] and Dong [5] independently researched the modification of the Cone drive entirely based on the theory of gearing.

2. Plane Double-Enveloping Toroidal Worm Drive

Because the helicoid of the worm in a Cone drive is an undeveloped rule surface, the worm cannot be ground according to its formation mechanism.

This is a dominating shortage, and it was first challenged by E. Wildharber in 1922 [5, 6]. He invented the planer worm gear set, as shown in Figure 5 schematically [8]. This type of apparatus

can only be used in the case where the velocity ratio is considerably high. However, both the worm and the worm wheel are possible to be ground precisely, so that this transmission is chiefly utilized in accurate dividing machines, e.g. the astronomical telescope and the gear survey meter.

In 1951, Sato invented the skew planer worm gear set, as shown in Figure 6 schematically [8]. Unfortunately, from the viewpoint of carrying capacity and lubrication, the performance indexes of the skew planer worm gear set are not as good as those of the Cone drive [5, 6].

In 1969, Shoichi Ishikawa obtained a patent on the plane double-enveloping toroidal worm drive in Japan. The account in the patent was limited to the standard type of this device [5, 6].

In 1971, a plane double-enveloping toroidal worm drive (the TP worm drive) was smoothly and independently constructed in China [1, 5 and 6]. In 1977, this sort of worm drive was named as the SG-71 worm pair in China.

Figure 7 illustrates the formation principle of grinding a plane enveloping hourglass worm without correction. The cutting of the TP worm gear is just like that of the TA worm wheel.

Sakai and Maki [9] first researched the second action of the gear drive between two crossed axes in 1972. They explained the reason why a TP worm pair is capable of performing double-line contact at least partly during one meshing period. Afterwards, Wu and Luo [10] expounded the theory developed by Sakai et al from the perspective of mathematics.

Reference [11] is on behalf of an inchoate study on the TP worm pair, and the modification was also partly referred to in it.

Next, the angle modification of the TP worm drive was firstly investigated [12]. The angle modified drive has more ideal properties, whereas the corresponding manufacture technique is more complex.

Qi and Zhang [6] set up a modification theory for the TP worm pair, in which the modification arguments involved: the technological center distance, the technological velocity ratio and so on. This modification method is simpler because all the modification parameters are constant. The modified worm drive acquired can be classified into two types: the type I drive and the type II drive.

Dong [5] found that the twice-contact zone is the weakest segment of the whole worm gear tooth surface, in which fatigue pitting occurs most easily. He hence suggested to remove the twice contact zone by employing modification, and pointed out that the type II transmission should be put to use.

Both the standard drive and the corrected drive can implement line contact. Thus they are all sensitive to errors and deformations. In order to solve this problem, some authors researched the ease-off modification of the TP worm drive [5, 14 and 15].

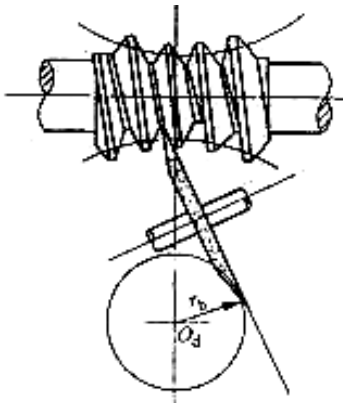


Figure 7. Formation mechanism of the TP worm.



Figure 8. Grind unit to generate the TP worm.



Figure 9. Toroidal hob to envelop the TP worm gear.

In addition, some researchers also studied the strength problem and the temperature rise problem of the TP worm drive [16, 17].

Concurrently, some gratifying progresses have been made in the field of fabricating the TP worm pair. The patent of the production machine tool to grinding the TP worm has come into being [18]. Figure 8 is the material object photo of a single-purpose grind unit to generating the TP worm, which is quoted from reference [2]. Figure 9 exhibits the toroidal hob to envelope the TP worm gear [2].

3. Torus Double-Enveloping Toroidal Worm Drive

Generally speaking, the TP worm drive cannot be used in the case of low transmission ratio or great number of worm threads, due to the pointing of the edge tooth of the worm or the undercutting of the worm. The torus double-enveloping toroidal worm drive (the STT worm drive) was hence researched [19, 20].

In the past few years, the author of the present paper investigated the dual-torus double-enveloping toroidal worm drive (the DTT worm drive), whose worm was generated by a disk-shaped grinding wheel with two toroidal generating surfaces [21, 22].

Until now, as far as the DTT worm drive is concerned, the angle modification, the height modification, the modification regarding the center distance and the transmission ratio, and the mismatched modification has all been studied [23-28].

4. Conclusions and Prospect

The hourglass worm drive has a history longer than hundreds of years, while over the past century it developed rapidly. Along with the evolution of the meshing theory of gearing, the problems in the areas of the engaging geometry and the modification are successfully being solved progressively. The research on the ease-off correction on the toroidal worm drive is relatively

sparse by now due to the complexity of the problem. In so far as the strength problem, there still are numerous challenges.

The intricate manufacturing technology still restricts the application and popularization of the hourglass worm pair. Fortunately, people are entitled to believe that, this deficiency will be entirely surmounted by means of the adoption of numerical control technique in the near future.

Acknowledgement

The research work in this paper was fully supported by National Key Basic Research Development Plan of China (the 973 Program) under Grant No. 2014CB046303, Talents Support Program in Institutions of Higher Learning in Liaoning Province under Grant No. LJQ2013027, and Basic Scientific Research Business Expenses in Central Colleges and Universities of China under Grant No. N120503002.

References

1. *William P. Crosher*. Design and Application of the Worm Gear, ASME press, ISBN: 0-7918-0178-0, New York, 2002.
2. *Liangyong Zhou*. Modification Principle and Manufacture Technology for Hourglass Worm Drives, National University of Defense Technology Press, ISBN: 7-81099-197-3, Changsha, 2005.
3. *Faydor L. Litvin*. Development of Gear Technology and Theory of Gearing, NASA Reference Publication, NSN: 7540-01-280-5500, Cleveland, Ohio, 1997.
4. *Darle W. Dudley*. Gear Handbook: the Design, Manufacture, and Application of Gears, McGraw-Hill, New York, 1962.
5. *Xuezhu Dong*. Design and Modification of Hourglass Worm Drives, China Machine Press, ISBN: 7-11114-629-8, Beijing, 2004.
6. *Lin Qi, et al*. Worm Drives Design, China Machine Press, ISBN: 15033. 6304, Beijing, 1987.
7. *Faydor L. Litvin, Alfonso Fuentes*. Gear Geometry and Applied Theory (2nd Edition), Cambridge University Press, ISBN: 978-0-521-81517-8, UK, 2004.
8. *The Editorial Committee of gear handbook*. Gear Handbook (Vol. 1), China Machine Press, ISBN: 7-111-01624-6, Beijing, 2004.
9. Sakai, et al. The secondary action theory, *Journal of Japan Society of Mechanical Engineers*, 1972, 38(311).
10. *Daren Wu, Jiashun Luo*. A Geometric Theory of Conjugate Tooth Surfaces, World Scientific, ISBN: 981-02-0784-0, Singapore, 1992.
11. *Research group of worm drive in Chongqing University*. Investigation and application of plane double-enveloping toroidal worm drives, *Journal of Chongqing University*. - 1978(4). - pp. 1-18.
12. *Xiaoling Wu*. Meshing analysis of the angle modified developable hourglass worm drive, *Chinese Journal of Gears*. - 1978(4). - pp. 48-62.

13. *Sakai T, et al.* A study on hourglass worm gearing with developable surfaces, ASME Transactions: Journal of Mechanical Design. - 1978(100).- pp. 451 – 459.
14. *Datong Qin.* The mismatched transmission of double-envelope worm gearing. The Ph.D. thesis of Chongqing University. - 1993.
15. *Wankai Shi, et al.* Meshing control of the double-enveloping hourglass worm gearing under the conditions of existing the errors and the load. Mechanism and Machine Theory.- 2004(39).- pp. 61-74.
16. *Jinsong Tang, Huirong Meng.* Surface Load-Capacity of Grindable Hourglass Worm Dearing. Chinese Journal of Mechanical Engineering.- 1993, 29(6). – pp. 26 - 31.
17. *Youchen Zhang, Huirong Meng.* Study on the Flash Temperature Distribution on the Tooth Surfaces of the TP worm Drive. Chinese Journal of Mechanical Transmission.- 1999, 23(3).- pp. 26-29.
18. *Guangwei Song, et al.* Multi-Functional Machine Tool to Machining the Toroidal worm. China Patent. Patent Number: ZL 01213122.9.
19. *Yinnian Li, et al.* Theoretical Research and Parameter Analysis of the Worm Drive with Part of Toroid Surface of Ring with Circular Cross Section. Journal of Beijing University of Science and Technology.- 1983(3).- pp. 64-78.
20. *Lairong Hu, Xiaolin Wang.* The Mesh Principle of the Toroidal Double Envelope Worm Gear Pair and its Parameter Selection. Journal of Jiaozuo Mining Institute.- 1988, (2, 3).- pp. 40-55.
21. *Yaping Zhao, et al.* A type of dual tori double-enveloping hourglass worm pair. China patent. Patent Number: ZL 200920084461.6.
22. *Yaping Zhao, et al.* Meshing analysis and technological parameters selection of dual tori double-enveloping toroidal worm drive. Mechanism and Machine Theory.- 2010.- 45(4).- pp. 1269–1285.
23. *Yaping Zhao, et al.* Mesh theory of angle modified dual tori double-enveloping toroidal worm drive. Science China Technological Sciences.- 2010.- 53(7).- pp. 1913-1927.
24. *Yaping Zhao, et al.* A type of angle modified dual tori double-enveloping hourglass worm pair. China patent. Patent Number: ZL 200910273347.2.
25. *Yaping Zhao, Zhao Zhang.* Computer aided analysis on the meshing behavior of a height-modified dual-torus double-enveloping toroidal worm drive. Computer-Aided Design.- 2010.- 42(12).- pp. 1232–1240.
26. *Yaping Zhao, et al.* Tooth Flank Modification Theory of Dual-Torus Double-Enveloping Hourglass Worm Drives. Computer-Aided Design.- 43 (2011).- pp. 1535-1544.
27. *Yaping Zhao, et al.* A type of modified dual tori double-enveloping hourglass worm pair. China patent. Patent Number: ZL 200910273347.2.
28. *Yaping Zhao, et al.* Computerized Simulation of Tooth Contact and Error Sensitivity Investigation for Ease-off Hourglass Worm Drives. Computer-Aided Design.- 2012.- 44 (8).- pp. 778-790.