

В результате проведенных исследований ЭДМ разработаны полуаналитические подходы, описывающие распределение толщины по поверхности краевых зон растянутого образца. Выделены зоны с равномерной и неравномерной деформацией образца, приводящей к неравномерности толщины ДЭМ. Выявлено, что неравномерность распределения толщины образца приводит к неравномерности распределения электростатического давления по поверхности, что, в свою очередь, влияет на выходные характеристики актуатора (усилие, перемещение). Получены зависимости перемещение – сила ДЭМ – при одноосном растяжении. Рассмотрены несколько теоретических моделей, описывающих эту зависимость. Установлено, что модель Огдена наиболее совпадает с экспериментальными данными при относительном удлинении не более 500 %. Разработаны подходы для оценки влияния физико-механических и конструктивных параметров актуатора на основе ЭДМ. Показана возможность определения рациональной зоны рабочих характеристик актуаторов на основе ЭДМ, чтобы получить наиболее эффективные функциональные показатели проектируемой системы. Создана экспериментальная методика исследования ЭДМ и проведена серия экспериментальных исследований

для оценки влияния физико-механических характеристик материала на функциональные параметры актуатора. Экспериментально показана возможность осевого перемещения образца ДЭМ под действием электрического напряжения до 200 %.

Библиографические ссылки

1. Лихачев А. Н. Методологические основы создания «интеллектуальных» конструкций формо- и размеростабильных систем космических аппаратов // Решетневские чтения : материалы XV Междунар. науч. конф. В 2 ч. ; СибГАУ. Красноярск, 2011.
2. Pelrine R. E., Kornbluh R. D., Joseph J. P. Electrostriction of polymer dielectrics with compliant electrodes as a means of actuation // Sens. Actuators, A 64 (1998). P. 77–78.
3. Holzapfel A. (2000). Nonlinear solid mechanics – a continuum approach for engineering. Chichester, UK : John Wiley & Sons
4. Christensen R. M. Theory of viscoelasticity: an introduction. New York : Academic Press, 1981.

© Лихачев А. Н., 2012

УДК 621.833.12

МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЗВЕНЬЕВ ВОЛНОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Р. С. Лукин¹, В. И. Усаков², Д. В. Вавилов¹, А. А. Иптышев³

¹Сибирский федеральный университет

Россия, 660074, Красноярск, ул. Киренского, 26. E-mail: rlukin88@yandex.ru

²ФГУП ЦКБ «Геофизика». Россия, 660041, г. Красноярск, ул. Киренского, 89. E-mail: adm@geockb.ru

³КГАУ «Красноярский краевой фонд поддержки научной и научно-технической деятельности»
Россия, 660021, г. Красноярск, ул. Карла Маркса, 134. E-mail: i@sf-kras.ru

Рассмотрено моделирование контактного взаимодействия зубьев волновой зубчатой передачи с коротким гибким колесом. Показано влияние рабочей нагрузки на характер контактного взаимодействия зубьев.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, кромоочный контакт, метод конечных элементов.

MODELING THE INTERACTION OF THE WAVE GEAR UNITS

R. S. Lukin¹, V. I. Usakov², D. B. Vavilov¹, A. A. Iptyshev

¹Siberian Federal University. 26 Kirenskiy street, Krasnoyarsk, 660074, Russia. E-mail: rlukin88@yandex.ru

²CDB "Geophysics". 89 Kirenskiy street, Krasnoyarsk, 660041, Russia. E-mail: adm@geockb.ru

³Krasnoyarsk Regional Fund for scientific and technological activities
134 Karl Marx street, Krasnoyarsk, 660021, Russia. E-mail: i@sf-kras.ru

In the paper we examine modeling of teeth contact wave gear with short flexible wheel. Shows the impact of the workload on the character of the teeth contact.

Keywords: edge contact, finite element method.

Актуальной задачей при проектировании небслуживаемых механизмов приводов космических аппаратов является обеспечение заданного срока служ-

бы. Данная задача является одной из наиболее приоритетных в совокупности с задачей обеспечения минимальной массы и габаритов. Одним из основных

элементов необслуживаемых волновых зубчатых передач (ВЗП), подверженных сильному износу, являются зубья гибкого колеса, а также дорожки качения гибкого подшипника. Существует ряд известных и реализованных конструктивных методов по повышению ресурса внутреннего колеса гибкого подшипника, в частности, обеспечение относительного поворота внутреннего кольца гибкого подшипника для более равномерного износа за счет ввода дополнительного ряда тел качения. Далее рассмотрены аспекты по управлению характером взаимодействия зубьев, применимые для ВЗП с коротким гибким колесом (ГК), где контакт ГК происходит одновременно с жестким колесом (ЖК) и зубчатой полумуфтой (ПМ).

Повреждение рабочих поверхностей зубьев является следствием сильного приработочного износа с образованием большого количества продуктов износа, работающего как абразив, а также приводящих к загустению смазки. При этом, чем меньше модуль передачи, тем более передача склонна к повреждениям, возникающим вследствие налипания части износа на рабочей поверхности зубьев. Данное обстоятельство обусловлено совокупностью нескольких факторов, в частности: кромочным взаимодействием вершин зубьев, выбором материалов, смазки [1]. Решение задачи по выбору материалов, нанесению приработочных покрытий и смазки для трущихся поверхностей, работающих в безатмосферной среде, подробно рассмотрено в работе [2]. Однако для волновых передач методика по выбору конструктивных параметров передачи для обеспечения заданного контактного взаимодействия отсутствует в явном виде. На данном этапе предлагается решать частную задачу по исследованию контактного взаимодействия зубьев передачи с целью определения характера взаимодействия зубьев.

Формулируя задачу выбора коэффициентов смещения как обеспечение заданных изгибных, знакопеременных напряжений в зоне впадины зуба и обеспечение равенства зазоров в передачах ГК и ЖК, ГК и ПМ, а также обеспечение минимальной разницы угла между профилями зубьев в точках кромочного контакта в зоне входа в зацепления, можно говорить о достаточной выносливости зуба. Используя численные методы для поиска коэффициентов смещения ЖК и полумуфты при заданных коэффициентах смещения ГК, выбранных на предварительном этапе по условию заданного минимума напряжений в выкружке зуба, можно говорить об оптимальной конструкции ВЗП, реализованной на этапе проектирования с определенной степенью условности. При варьировании величины момента дальнейший анализ, позволяет анализировать изменение характера взаимодействия звеньев под нагрузкой. «Безлюфтовость» зацепления, реализуемая за счет регулировки величины деформации для компенсации приработочного износа, можно осуществлять на любом этапе расчета за счет предварительной деформации соответствующих элементов волнового генератора. Дополнительным положительным эффектом от данного подхода к назначению коэффициентов смещения является отсутствие необходимо-

сти создания преднатяга в зацеплении. По данным предварительных исследований, преднатяг в зацеплении полумуфты создает дополнительные контактные давления в размере 200–300 МПа и увеличивает склонность передачи к интерференции зубьев при увеличении нагрузки.

Формулируя задачу по определению зазоров в зацеплении как

$$j_b(0) = j_m(\varphi) < [j_{\min}], \quad (1)$$

где минимальный зазор между зубьями ГК и ЖК (ПМ), и основываясь на известных формулах для определения зазоров в ненагруженной передаче [3], получим

$$j_i(\varphi) = [(r_i + w_{ag}(\varphi))2\pi / z_i - \max(|v_{ag}(\varphi)| + (s_{ag} + s_{yi}) / 2), |v_{yg}(\varphi)| + (s_{ai} + s_{yg}) / 2)] \cos(\alpha_y).$$

Численно решая условие (1) относительно коэффициентов смещения ЖК и ПМ и угла φ , определяющего предполагаемую зону контакта ГК и ПМ, задавшись, что минимальный зазор между зубьями ГК и ЖК соответствует $\varphi = 0$, находим значения коэффициентов смещения ЖК и ПМ при заданном коэффициенте смещения ГК и уравнении деформации волнового генератора. При этом полученный минимальный зазор выбирается с помощью регулировки волнового генератора передачи.

Рассматривая в качестве объекта исследования передачу с ГК, которое также выполняет функцию внешнего колеса гибкого подшипника, можно прийти к выводу, что данное исполнение ВЗП с коротким гибким колесом в литературе освещено не достаточно широко [3]. Несмотря на высокую технологичность данного исполнения, оно имеет ряд недостатков [5, с. 13.4], по сравнению со стандартной конструкцией, в которой внешнее кольцо гибкого подшипника установлено по свободной посадке, в частности необходимость увеличения толщины оболочки и связанный с этим рост изгибных напряжений во впадине зуба. Одним из способов уменьшения концентрации напряжений во впадине зуба является увеличение коэффициента смещения ГК [3; 4; 5, с. 13.4] для увеличения радиуса кривизны переходной кривой впадины зуба. При этом верхнее значение коэффициента смещения ограничивается не только с целью предотвращения заострения зуба, но и предотвращения интерференции выгрузки ГК и вершины сопряженной шестерни, выраженного в виде обеспечения требуемой протяженности «эвольвентного» участка профиля зуба.

Далее рассмотрен численный анализ ВЗП с коэффициентами смещения, полученными по условию (1). Для сокращения времени счета используется двумерная постановка задачи. При этом в зацеплении участвует две контактные зоны, расположенные на противоположных сторонах гибкого колеса, что требует значительного сгущения сетки на 40–60 % зубчатой передачи.

В качестве волнового генератора используется профилированное кольцо с возможностью начальной регулировки для компенсации износа зубьев после приработочных испытаний, необходимых для снижения кон-

тактных напряжений в фазе кромочного контакта и входе и выходе из зацепления. Для определения степени регулировки волнового генератора необходимо провести предварительный численный расчет контактных напряжений и зазоров при учете регулировочной деформации волнообразователя. В данном случае безлюфтовость зацепления достигается поэтапным увеличением регулировочного зазора в генераторе до момента касания зубьев. Полученное значение регулировки используется в дальнейших расчетах.

Рассматривая величину передаваемого крутящего момента как один из основных параметров, влияющих на характер зацепления, проанализируем изменение распределения нагрузки между зубьями ГК. В данном случае представляет интерес рост изгибных и контактных на-

пряжений при увеличенной толщине оболочки ГК.

Максимальных значений эквивалентных и контактных напряжений в зависимости от момента (рис. 1). Данный график характеризует максимальные эквивалентные изгибные напряжения возникаемые во впадине зуба и максимальные контактные давления, возникающие при контакте кромки одного зуба с ножкой другого. Здесь видно, что при достаточной относительной толщине ГК, представленные зависимости коррелируют с аналогичными зависимостями для цилиндрических зубчатых передач с жесткими звеньями. При этом ресурс волновой передачи лимитируется не контактными давлениями, а изгибными знакопеременными напряжениями, возникающими у ножки зуба.

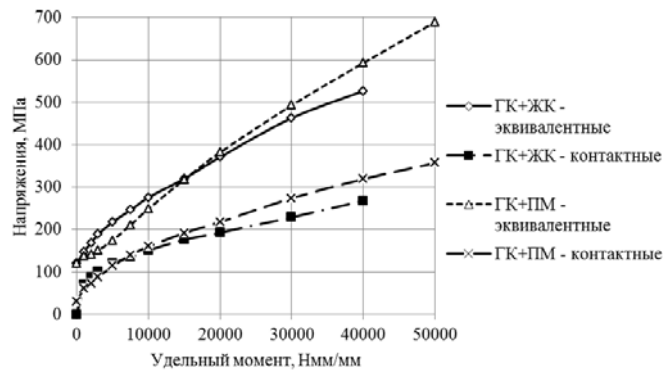


Рис. 1. Изменения эквивалентных и контактных напряжений в зависимости от момента (контакт ГК и ЖК)

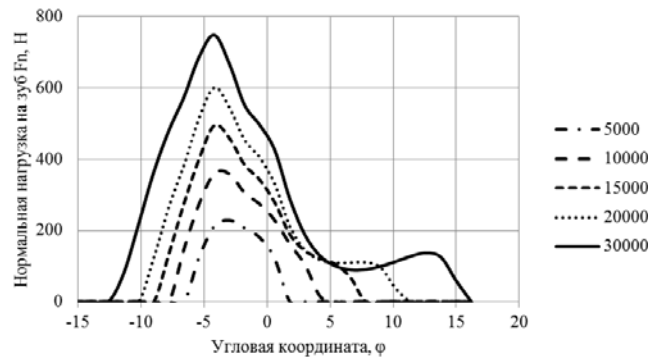


Рис. 2. Распределение нагрузки между зубьями при различном нагружении передачи (контакт ГК и ЖК)

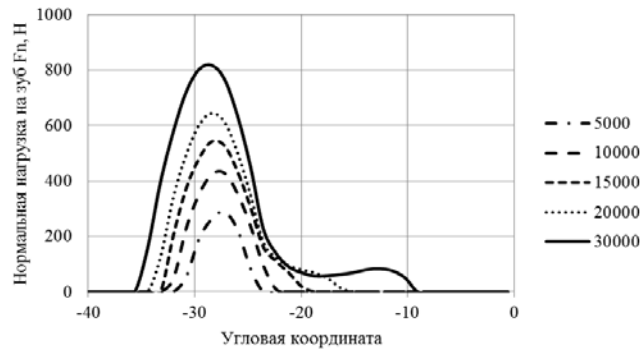


Рис. 3. Распределение нагрузки между зубьями при различном нагружении передачи (контакт ГК и ПМ)

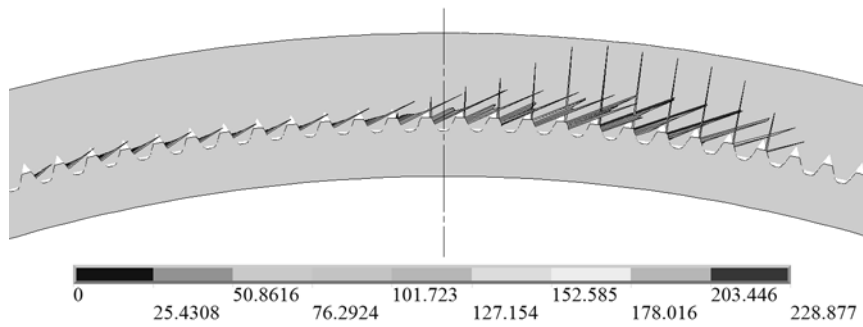


Рис. 4. Характер зацепления зубьев гибкого и жесткого колеса

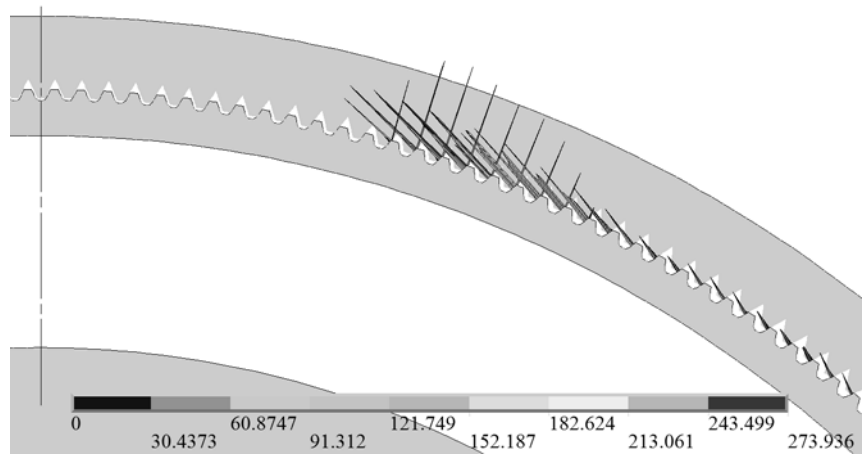


Рис. 5. Характер зацепления зубьев гибкого колеса и полумуфты

Результирующая сила в зацеплении ГК и ЖК смещена относительно главной оси волнового генератора на $-2...-3$ градуса (рис. 2). Аналогичное смещение для пары ГК и ПМ составляет $-27...-26$ градусов (рис. 3). При этом рост количества зубьев, находящихся в зацеплении, пропорционален нагрузке. Представленные ранее кривые распределения нагрузки интересны с точки зрения последующего анализа распределения нагрузки между шариками гибкого подшипника. Исходя из полученных значений приходим к выводу, что в данном случае возможен перекося образующих ГК как в радиальном, так и окружном направлении, вследствие относительного смещения результирующей нагрузки в зацеплении. В данном случае это приведет к неравномерному распределению нагрузки вдоль зуба [1]. Анализ графиков (рис. 2, 3) показал, что отжатие ГК, проявляющееся в изменении кривой распределения нагрузки между зубьями, наступает при удельном моменте выше 15 кНмм/мм . При этом величина перераспределяемой нагрузки незначительна ($10-15\%$ от номинальной). Сравнивая результаты с экспериментальными данными исследования ГК с раздельным внешним кольцом гибкого подшипника, можно прийти к выводу о повышенной радиальной жесткости данного исполнения ГК.

Далее представлены результаты КЭ моделирования зацепления волновой передачи при удельном моменте на выходном звене $30\,000 \text{ Нмм}$. Данный случай можно считать предельным как с точки зрения изгибных напряжений, так и с точки зрения рекомендован-

ных контактных давлений, обеспечивающих приемлемую степень износа контактирующих поверхностей, работающих в вакууме [2].

Усилия распределены достаточно неравномерно вдоль зуба ГК, что говорит о возможном кромочном контакте зубьев (рис. 4, 5). Одним из способов устранения данного неблагоприятного явления является приработка. Процесс предварительной приработки волновой передачи дает следующие преимущества [5], по сравнению с бесприрабочим запуском привода в эксплуатацию: получение равновесной шероховатости; ликвидация заостренных кромок зубьев как источника крупных частиц износа, которые в процессе работы могут попадать в смазочный материал и приводить к загустеванию смазки и интенсификации процесса абразивного износа. При этом удаление продуктов прирабочного износа проходит в процессе замены смазочного материала на эксплуатационный. Сравнивая эпюры напряжений (рис. 4, 5) можно прийти к выводу, что контакт вблизи вершины волны деформации предпочтителен с точки зрения большей глубины захода зуба в зацепление. Данное обстоятельство объясняет больший износ боковой поверхности зуба ГК контактирующего с полумуфтой [5]. При этом неравномерность распределения нагрузки, вызванная перекося образующих, смещает наиболее поврежденную область зубьев в сторону центра ГК.

Рассмотрены базовые аспекты и ограничения по выбору коэффициентов смещения, позволяющие управлять характером контактного взаимодействия,

на этапе проектирования ВЗП, с применением модельного подхода для анализа (реализованного в виде конечно-элементного расчета). Приведен анализ влияния нагрузки на характер взаимодействия звеньев ВЗП с коротким гибким колесом, которое одновременно выполняет роль внешнего кольца гибкого подшипника. Предложено рассматривать систему проектных параметров ВЗП во взаимосвязи с условиями эксплуатации с учетом минимизации износных процессов и обеспечения заданной точности обработки угловых перемещений.

Библиографические ссылки

1. Усаков В. И. Обеспечение работоспособности механизмов приводов космических аппаратов // Решетневские чтения : материалы XV Междунар. науч. конф. В 2 ч. / под общ. ред. Ю. Ю. Логинова ; Сиб. гос. аэрокосмич. ун-т. Красноярск, 2011. Ч. 1.

2. Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н. Трение и износ в экстремальных условиях : справочник. М. : Машиностроение, 1986.

3. Иванов М. Н. Волновые зубчатые передачи. М. : Высшая школа, 1981.

4. Марчук А. С. Аналитический способ назначения параметров переходной кривой зуба эвольвентной передачи // Вестник Белорус. нац. техн. ун-та. 2004. № 3. С. 71–80.

5. Механика современных специальных систем: технологии, оборудование, исполнительные системы, устройства, узлы, проектирование, показатели качества, САПР : монография. В 3 т. Т. 3 / Н. В. Василенко [и др.] ; под ред. Н. В. Василенко, Н. И. Галибей. Красноярск : Печатные технологии, 2004. Т. 3.

© Лукин Р. С., Усаков В. И., Вавилов Д. В., Иптышев А. А., 2013

УДК 629.78.051.017.1

ВОПРОСЫ РАЗРАБОТКИ ТИПОВОЙ ПРОГРАММЫ СЕРТИФИКАЦИОННЫХ ИСПЫТАНИЙ ЭЛЕКТРОРАДИОИЗДЕЛИЙ ИНОСТРАННОГО ПРОИЗВОДСТВА, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ОТЕЧЕСТВЕННЫХ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТАХ ДЛИТЕЛЬНОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ

Р. А. Матюшев, В. Е. Патраев

ОАО «Информационные спутниковые системы» имени академика М. Ф. Решетнева
Россия, 662972, г. Железногорск Красноярского края, ул. Ленина, 52. E-mail: mroman@iss-reshetnev.ru

Рассмотрены проблемные вопросы применения электрорадиоизделий иностранного производства (ЭРИ ИП), проблемы проведения сертификационных испытаний, зарубежные уровни качества интегральных микросхем иностранного производства, а также вопросы разработки типовой программы сертификационных испытаний ЭРИ ИП.

Ключевые слова: ЭРИ ИП, сертификация, надежность.

QUESTIONS OF DEVELOPMENT OF A STANDARD PROGRAM OF CERTIFIED TESTS OF ELECTRIC RADIO PRODUCTS OF FOREIGN MANUFACTURE APPLIED IN DOMESTIC SPACECRAFTS OF LONG FUNCTIONING

R. A. Matyushev, V. E. Patraev

JSC “Academician M. F. Reshetnev “Information Satellite Systems”
52, Lenin street, Zhelenogorsk, Krasnoyarsk region, 662972, Russia. E-mail: mroman@iss-reshetnev.ru

Problem questions of application of foreign electric radio products, problems of certified test operations, foreign levels of quality of integrated chips of foreign production, as well as questions of development of a standard program of certified tests of foreign electric radio products are considered.

Keywords: foreign electric radio products, certification, reliability.

Существенное технологическое отставание в отечественном производстве электрорадиоизделий вынудило предприятия, занимающиеся изготовлением современных и перспективных отечественных космических аппаратов (КА) со сроками активного существования (САС) 15 и более лет использовать ЭРИ ИП.

Анализ эксплуатационной надежности ряда современных отечественных КА показал, что на этапе

эксплуатации преобладают неисправности, связанные с отказами ЭРИ, поэтому вопросы обеспечения и повышения надежности применяемой ЭКБ, принимают первостепенное значение [1; 2].

БА современных КА комплектуется электрорадиоизделиями отечественного и иностранного производства. Изготавливаемые отечественные ЭРИ ОП отличаются ограниченной номенклатурой и такими