

ных геометрических параметров зацепления, причем этот выбор может быть осуществлен как на этапе проектирования непосредственно передачи в параметрах, не связанных с исходным контуром, так и назначением соответствующих параметров исходного контура. Из результатов расчета прочности зубчатых передач по разным литературным источникам получено подтверждение достоверности расчетов передач с пластмассовыми зубчатыми колесами по программе *GearPair*. На примере трехступенчатого привода электромясорубки, который оснащен пластмассовыми зубчатыми колесами из стеклонаполненного полиамида, показана возможность существенного улучшения служебных свойств привода при использовании асимметричного профиля зуба.

Благодарность. Авторы выражают благодарность А.Л. Капелевичу за проведение прочностных расчетов зубчатых передач с асимметричными зубьями трех ступеней по расчетной программе *Direct Gear Design* и В.В. Супину за оценку прочности зубчатых передач с симметричными зубьями по расчетной программе *KISSoft*.

Список литературы: 1. *Болотовский И.А., Васильева О.Ф., Котельников В.П.* Эвольвентные зубчатые колеса с несимметричными зубьями // Вестник машиностроения. – 1984. – № 4. – С.15–17. 2. *Андожский В.Д., Рогачевский Н.И.* Эвольвентные зубчатые колеса с несимметричным профилем зубьев // Вестник машиностроения – 1988. – №10. – С.32–34. 3. *Рогачевский Н.И.* Размер по роликам (шарикам) зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев // Машиноведение – 1983. – №5. – С.35–38. 4. *Алишев О., Антонов С.* Обобщен зиходен контур в теорията на еволвентното зацепване // Механика на машините. – Варна, 2005. – №69. 5. *Алишев О.Л.* Геометрический расчет эвольвентных передач обобщенного исходного контура // Теория механизмов и машин – 2008. – Т.6. – №2. – С.60–73. 6. *Вулгаков Э.Б., Ривкин Г.В.* Проектирование зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев // Машиноведение. – 1976. – №5. – С.35–39. 7. *Вулгаков Э.Б., Ривкин Г.В.* Обобщенная область существования эвольвентного зубчатого зацепления с несимметричным профилем зубьев // Машиноведение – 1980. – №1. – С.55–59. 8. *Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л.* Возможности несимметричных зубчатых передач // Вестник машиностроения – 1986. – №4. – С.14–16. 9. *Капелевич А.Л.* Синтез несимметричного эвольвентного зацепления // Машиноведение – 1987. – №1. – С.55–59. 10. *Kapelevich A.L., Shekhtman Y.V.* Direct Gear Design: Bending Stress Minimization, Gear Technology – September/October 2003. – P.44–47. 11. *Kapelevich A.* Gear Design: Breaking the status quo. Traditional gear design limits the performance of mechanical drives // Machine Design – 2007, May 10. – Pp.89–93. 12. *Kapelevich A., Shekhtman Yu.* Area of existence of involute gears // Proceedings of the 3rd International Conference "Power Transmissions'09". Editor: Athanassios Mihailidis. – Pallini Beach Hotel, Kallithea, Greece, 1–2 Oktober, 2009. – P.3–8. 13. *Kapelevich A.* Direct Design of Asymmetric Gears: Approach and Application // Proceedings of MPT 2009 – Sendai, May 13–15, 2009, Matsushima Isles Resort, Japan. – 5p. 14. *Старжинский В.Е., Гоман А.М., Хиженок В.Ф., Петроковец Е.М.* Зубчатые передачи с пластмассовыми колесами: программа автоматизированного проектирования // Вестник национального технического университета "ХПИ". Сборник научных трудов. – Харьков, 2009. – Т.20. – С.145–159. 15. VDI 2545. Zahnräder aus thermoplastischen Kunststoffen. 16. *Старжинский В.Е.* Теоретическое и экспериментальное исследование цилиндрической эвольвентной металлополимерной зубчатой передачи с литыми колесами из полиформальдегида: Автореф. дис... канд. техн. наук – Рига, 1967. 17. *Krause W.* Plastzahnäder. – Veb Verlag Technik, Berlin. 1985. – 159s. 18. Пластмассовые зубчатые колеса в механизмах приборов / Под общ. ред. В.Е. Старжинского и Е.В. Шалобаева – Санкт-Петербург-Гомель: ИММС НАН Б, 1998. – 538с.

Поступила в редколлегию 08.04.10

УДК 621.833.7

Я.А. СТЕЦЕНКО, асп. каф. ТМ и ТММ НАКУ "ХАИ", г. Харьков
А.Г. НАРЫЖНЫЙ, к.т.н., доц. каф. ТМ и ТММ НАКУ "ХАИ"

МОДЕЛИРОВАНИЕ СБОРКИ ВОЛНОВОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Розглянуто моделювання зборки хвильової зубчатої передачі (ХЗП), зокрема деформація гнучкого колеса, генератора хвиль та взаємодія зубців гнучкого та жорсткого коліс. Поставлені задачі та запропонована методика дослідження процесу за допомогою скінчено-елементного аналізу. Приведені результати моделювання та висновки.

Modeling of harmonic drive gear assemble is considered, specifically flexible spline and wave generator deformation and interaction of flexible and circular splines' teeth. Tasks are assigned and a method is proposed to examine the process with the help of finite-element analysis. The results of modeling and conclusions are adduced.

Введение. Волновые зубчатые передачи (ВЗП) широко применяют в различных областях аэрокосмической техники. Это связано с преимуществами, которые получают благодаря таким механизмам. Объекты аэрокосмической техники часто работают в критических условиях, что выдвигает высокие требования в отношении их нагрузочной способности, КПД, точности передачи движения и долговечности элементов этих систем. Как известно, при своей компактности и малом весе ВЗП позволяют получить большое передаточное отношение, обеспечить высокую точность позиционирования и увеличить срок службы механизма. ВЗП применяют в приводах управления механизацией крыла, в механизмах движения солнечных батарей ИСЗ, в орбитальных телескопах, системах позиционирования наземных устройств (пусковые ракетные установки, тяжелые антенны, телескопы) и др. ВЗП были применены в ходовой части Лунохода и далее применяются в планетоходах.

В современных условиях актуальной является задача моделирования процессов, происходящих в ВЗП, в частности, моделирование ее сборки, нормального и предельного режимов работы с целью выявления критических напряжений в деталях передачи и анализа процессов их взаимодействия. В дальнейшем это позволит улучшить методики сборки ВЗП, оптимизировать ее параметры, а также уточнить способы расчета передачи.

Формулирование задачи. Процесс сборки ВЗП позволяет привести отдельные части передачи в рабочее состояние и получить функционирующий механизм. Отличительной чертой процесса является то, что гибкое колесо подвергается начальной деформации и после сборки приобретает начальные напряжения. То же самое касается генератора волн. Моделирование сборки позволяет выявить наиболее критические и важные явления с точки зрения точности и работоспособности передачи, а также проанализировать их и устранить

негативные факторы, приводящие к ухудшению рабочих характеристик ВЗП. Начальный этап моделирование – это создание геометрической интерпретации механизма. Соответствие геометрического моделирования реальным параметрам в большой степени определяет достоверность результатов конечно-элементного анализа. Таким образом, можно выделить задачи исследования: 1) создание геометрической модели ВЗП максимально соответствующей реальным параметрам; 2) моделирование процесса сборки передачи с помощью метода конечных элементов; 3) анализ полученных результатов.

В настоящее время известны публикации, касающиеся данной темы [1-4] однако они не связаны в полной мере с вопросом геометрического моделирования ВЗП, а также с механико-математическим моделированием процессов, протекающих при сборке ВЗП.

Решение задачи. Геометрическая модель ВЗП включает в себя основные элементы конструкции передачи, передающие ее базовые геометрические характеристики. Все детали расположены в положении, соответствующем началу процесса сборки. Сюда входит гибкое и жесткое колеса, генератор волн и элементы, позволяющие придать гибкому колесу начальную деформацию для того, чтобы установить генератор волн (рис. 1). Также геометрическое моделирование включает назначение связей между элементами введение ограничений и перемещений.

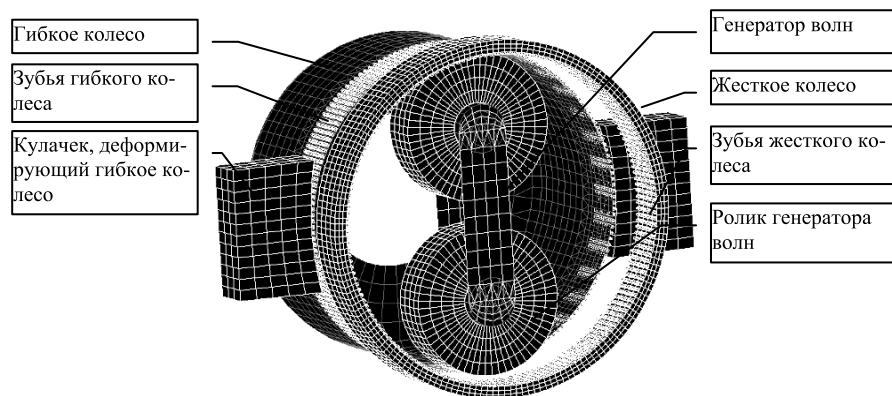


Рисунок 1 – Геометрическая модель ВЗП перед началом сборки

Сборки ВЗП включает в себя следующие этапы: 1) сжатие гибкого колеса с помощью кулачков и придание ему формы, необходимой для установки генератора волн; 2) установка генератора волн и придание гибкому колесу его естественной формы под действием сил упругости и сил реакции со стороны генератора (рисунок 2); 3) установка жесткого колеса. [5] Сборка ВЗП является предварительным шагом, который в дальнейшем позволит провести моделирование нормального и предельного режимов работы передачи.

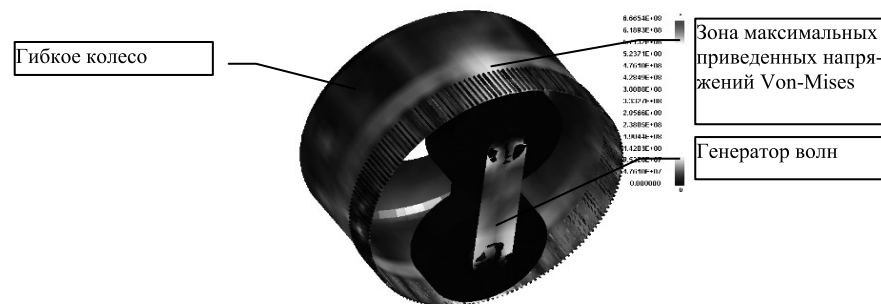


Рисунок 2 – Гибкое колесо ВЗП с установленным генератором волн

Как показало моделирование, в процессе сборки наиболее требовательным к точности геометрических параметров является этап установки жесткого колеса. При формировании зацепления между зубьями в области волн на гибком колесе возможны множественные интерференции и деформации (рисунок 3).

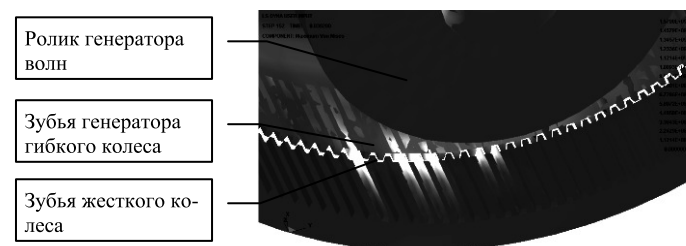


Рисунок 3 – Множественные напряжения в зубьях при установке жесткого колеса

Для предотвращения этих деформаций было предложено воспользоваться зубьями, которые со стороны, где происходит взаимодействие с другими зубьями, имели фаски, что позволяет обеспечить позиционирование зубьев в зацеплении без значительных деформаций.

Полученное моделирование процесса сборки ВЗП позволило получить модель передачи в собранном состоянии (рисунок 4) и проводить дальнейшие исследования по расчету механизма в различных режимах работы средствами конечно-элементного анализа.

Детали ВЗП в собранном состоянии имеют начальные напряжения, часть из которых обусловлена конструкцией передачи, а часть – неточностью геометрических параметров. Второе следует свести к минимуму, что также является актуальной задачей.

Выводы. На основании исследований получена методика моделирования процесса сборки ВЗП. Определено, что при сборке ВЗП возникают начальные напряжения, часть из которых можно минимизировать. Установка

жесткого колеса может привести к значительным деформациям зубьев, что можно предотвратить путем выполнения фаски на зубьях со стороны контакта. Изложенная методика позволяет осуществить механико-математическое моделирование процесса сборки ВЗП.

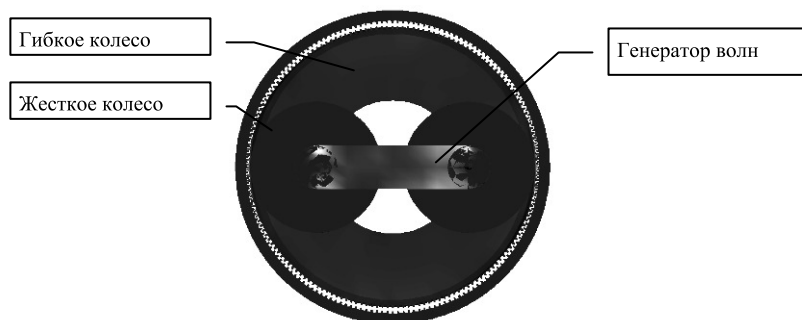


Рисунок 4 – ВЗП в собранном состоянии

Список литературы: 1. *Flavius A. Ardelean*. 3D modeling of the harmonic drive using "CATIA" // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol.VI(XVI). – P.882–885. 2. *Flavius A. Ardelean, Petru Ungur*. Comparison between the classical harmonic drive and the hermetized harmonic drive // Annals of the Oradea University. Fascicle of Management and Technological Engineering. – 2007. – Vol.VI(XVI). – P.886–889. 3. МВТУ им. Баумана, кафедра РК-2. Учебно-методический комплекс по Теории Механизмов и Машин. Лекции. Лекция 18 [Электронный ресурс]: база данных методической и учебной информации. – Электрон. данные (1 файл). – Режим доступа: http://tmm-umk.bmstu.ru/lectures/lect_18.htm. – Загл. с экрана. 4. Мотор-редукторы. Мотор-барабаны. Редукторы. Колеса и муфты. Некоторые вопросы сборки волновых зубчатых редукторов [Электронный ресурс]: база данных технической информации. – Электрон. данные (1 файл). – Режим доступа: http://www.gears.ru/bar_s_1.htm. – Загл. с экрана. 5. *Полетучий А.И.* Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов: моногр. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н.Е. Жуковского "ХАИ". – 2005. – 675с.

Поступила в редколлегию 30.04.2010

УДК 621.833

В.Н. СТРЕЛЬНИКОВ, д.т.н., главн. инж. пр-та ЗАО "НКМЗ", г. Краматорск
Г.С. СУКОВ, к.э.н., генеральный директор ЗАО "НКМЗ"
А.И. ВОЛОШИН, главный инженер ЗАО "НКМЗ"
А.И. ТИТАРЕНКО, к.т.н., главн. инж. ПМО ЗАО "НКМЗ"
Г.А. ЛЕСНЯК, начальник отдела редуктороения ЗАО "НКМЗ"

АППРОКСИМАЦИЯ ЗУБЬЕВ С КРУГОВЫМ ПРОФИЛЕМ В БИПОЛЯРНОЙ СИСТЕМЕ КООРДИНАТ

Виконано апроксимацію зубів із круговим профілем за допомогою біполярної системи координат, у результаті чого спрощена розробка моделі розрахунку кругового зуба на міцність. На круговий зуб накладена сітка біполярних координатних ліній, що окреслює контур зуба й охоплює його масив таким чином, що будь-яка крапка масиву зуба однозначно визначена в площині координат. Через збільшення ортів координатних ліній представлені переміщення.

Approximation of teeth with a circular profile by means of a bipolar coordinate system is executed, therefore model elaboration of circular tooth calculation of a durability is simplified. On a circular tooth the grid of bipolar coordinate lines, delineating a head loop of a tooth and enveloping its array in such a manner that any point of an array of tooth uniquely defined in a plane of coordinates is overlapped. Migrations through increments of coordinate lines basis vectors are presented.

Зуб является частью массива, составляющего зубчатое колесо. Для расчета выделим из массива отдельный зуб цилиндрической поверхностью большого радиуса R' . В результате сечение зуба будет ограничено замкнутым контуром, образованным дугами образующих окружностей боковых поверхностей с радиусами r_1 и радиусом R_1 очерчивающим окружности вершин зубьев. Для построения профиля зуба задается радиус R_1^* центров образующих окружностей и число зубьев z_1 колеса. Определяется угловой шаг зубьев λ_1 колеса $\lambda_1 = \frac{180^\circ}{z_1}$. Радиусы окружностей R' , выделяющие зубья из массива,

получаются геометрическим построением (рисунок 1). Взаимодействие зуба с массивом рассматриваем как заделку [1]. Участок зуба загружен нормальной контактной нагрузкой. Остальные части поверхности зуба свободны от нагрузки. Граничную задачу о прочности зуба решаем в биполярных координатах (рисунок 2).

Координатными линиями биполярной системы координат являются окружности. Возможен выбор системы координат, для которой окружности радиусов r_1 образующие профиль зубьев и R' вырезающие зуб из массива, будут координатными линиями, а окружность выступов с радиусом R_1 будет заменена близкой к ней координатной линией. На оси абсцисс координатной плоскости XOY симметрично относительно начала координат расположим полюсы O' и O'' . Расстояние между полюсами примем равным $2a$.