

чески не оказывает влияния на напряжения растяжения и сжатия в основании зуба и на контактную напряженность рабочей поверхности зуба, что следует учитывать при проектировании зубчатой передачи.

2. Напряжения сжатия в основании нерабочей стороны зуба по абсолютной величине существенно превышают напряжения растяжения с рабочей стороны; в силу высоких допускаемых напряжений сжатия это не опасно и не приводит к разрушению сжатой стороны зуба.

3. По данным, полученным для исходных реек зубчатых передач Новикова, параметры исходного контура по ГОСТ 30224-96 с точки зрения изгибной прочности близки к оптимальным, т.к. обеспечивают примерное равенство критериальных напряжений по нижнему и верхнему концентраторам рейки; параметры исходного контура Дон-63 в этом плане не являются оптимальными, что необходимо знать при выборе исходного контура.

Работа выполнена при частичной финансовой поддержке РФФИ, грант 13-08-00386.

**Список литературы:** 1. *Решетов Д.Н., Головачев М.И.* К расчету арочных передач на сопротивление контактной усталости // Вестник машиностроения. – 1983. – №2. – С.12-16. 2. *Догода М.И., Еремин В.Е., Догода А.И.* Разработка и освоение высоконагруженных арочных передач и средств для их производства // Вестник машиностроения. – 1990. – №9. – С.41-44. 3. *Беляев А.И., Сирицын А.И., Сирицын Д.А.* Результаты испытаний арочных зубьев колес на износ и сопротивление усталости при изгибе // Вестник машиностроения. – 1997. – №1. – С.6-8. 4. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. 5. *Короткин В.И., Колосова Е.М., Сухов Д.Ю.* Коэффициент формы зуба при расчете на изломную прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колес, работающих в условиях локального контакта // Изв. вузов. Сев.-Кав. регион. Технические науки. – 2009. – №5. – С.78-84. 6. *Тимошенко С.П.* Сопротивление материалов. Т.2. – М.: Наука, 1965. – 480с. 7. *Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д.* Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. 8. *Яковлев А.С.* К оценке напряженности материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – №6. – С.13-16.

*Поступила в редколлегию 30.04.2013*

УДК 621.833

**Применение конечно-элементного пакета ANSYS к оценке изгибной напряженности арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач / В.И. Короткин, Д.А. Газзаев // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.53-60. – Бібліогр.: 8 назв.**

За допомогою кінцево-елементного пакета ANSYS показано, що величина і напрямок поздовжньої кривизни арочного зуба практично не робить впливу на його напружено-деформований стан. Підтверджено, що напруження стиску в підставі неробочої сторони зуба за абсолютною величиною істотно перевищують напруги розтягнення з робочої сторони. Встановлено, що для рейок передач Новикова параметри вихідного контуру по ГОСТ 30224-96 близькі до оптимальних, а параметри вихідного контуру Дон-63 не є оптимальними.

**Ключові слова:** арочний зуб, моделювання, напруженість.

With the help of the finite-element package ANSYS is shown that the magnitude and direction of the longitudinal curvature of the arched tooth has almost no effect on its stress-strain state. It is confirmed that the compressive stress at the base of not working side of tooth in absolute value significantly greater than the tensile stresses in the working side. It is established that for racks of Novikov gearing parameters of the basic rack profile in accordance with GOST 30224-96 are close to optimal, and the parameters of the basic rack profile Don-63 are not optimal.

**Keywords:** arched tooth, modeling, stress level.

УДК 621.833

**Б.А. ЛОПАТИН**, д.т.н, проф., зам. директора по научной работе филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте, Россия;

**Е.А. ПОЛУЭКТОВ**, к.т.н., доцент филиала ФГБОУ ВПО "ЮУрГУ"

(НИУ) в Златоусте;  
**С.Д. ЛОПАТИН**, студент ФГБОУ ВПО  
"ЮУрГУ" (НИУ) в Златоусте

## СИСТЕМА АВТОМАТИЗИРОВАННОГО РАСЧЕТА И АНАЛИЗА ГЕОМЕТРИИ ЦИЛИНДРО- КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

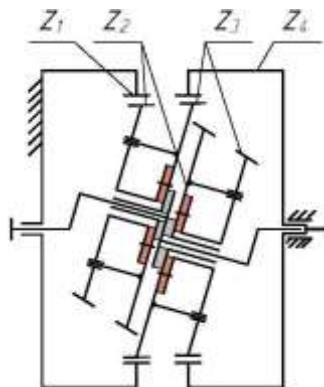
Традиционные методы расчета и анализа цилиндрико-конических передач внутреннего зацепления достаточно трудоемки из-за сложной геометрии передачи. В работе представлено описание автоматизированной системы, которая позволяет значительно снизить время проектирования и осуществить подбор требуемых геометрических параметров передачи.

**Ключевые слова:** цилиндрико-коническая передача, автоматизированный расчет.

**Введение.** 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] (рисунок 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.

**Цель работы.** В связи с этим целью работы являлась разработка система автоматизированного расчета и анализа геометрии зацеплений цилиндрико-конических зубчатых передач внутреннего зацепления. Она 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.

**Алгоритм автоматизированной системы.** Общий алгоритм функционирования автоматизированной системы представлен на рисунке 2.

Исходными данными для работы системы 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;  $\Sigma$  – межосевой угол (рисунок 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;  $\Delta w$  – шаг изменения аппликаты торцового сечения венца;  $w_{ln}$  – аппликата предельного положения большего торца венца шестерни;  $d_{f2}$  – диаметр впадин зубьев колеса;  $d_{a2}$  – диаметр вершин зубьев колеса.

Параметры теоретического профиля зубчатого венца шестерни:  $r_{y1}$  – полярный радиус, задающий положение точки на профиле;  $r_{y2}$  – полярный радиус в торцовом сечении колеса, соответствующий  $r_{y1}$ ;  $\alpha_{tw}$  – 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 (рисунок 4):  $x_{tm}$  – коэффициент смещения на большем торце венца шестерни;  $x_t$  – коэффициент смещения

Рисунок 1 – Кинематическая схема планетарного редуктора с наклонными сателлитами:

$z_1$  – неподвижное эвольвентное колесо;  $z_2$  и  $z_3$  – пары сателлитов с одним числом зубьев соответственно;  $z_4$  – подвижное эвольвентное колесо

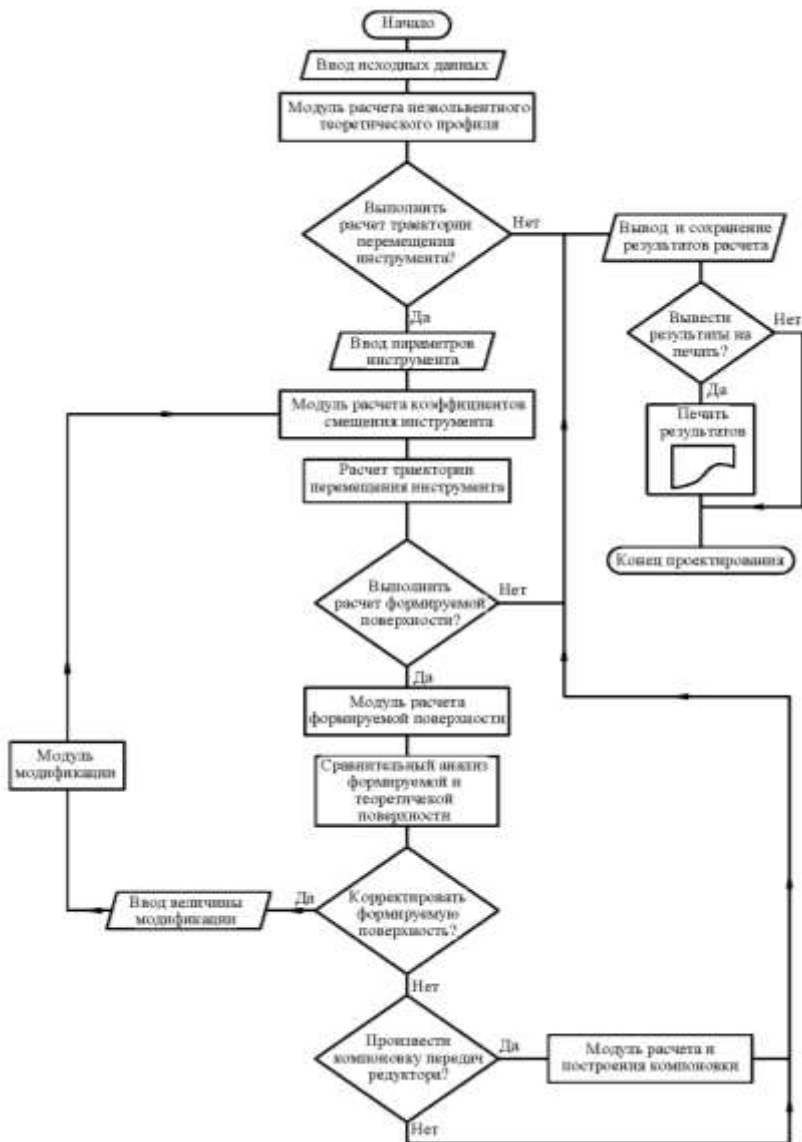


Рисунок 2 – Алгоритм функционирования системы автоматизированного расчета и анализа геометрии зацеплений цилиндрико-конических зубчатых передач

в текущем торцовом сечении  $w$  шестерни;  $r_1$  – средний радиус рабочей высоты зуба в текущем торцовом сечении  $w$  шестерни;  $\delta_0$  – угол между торцовым сечением и нормалью к образующей делительной поверхности венцов шестерен.

Параметры для вычисления траектории движения фрезы (см. рисунок 4):

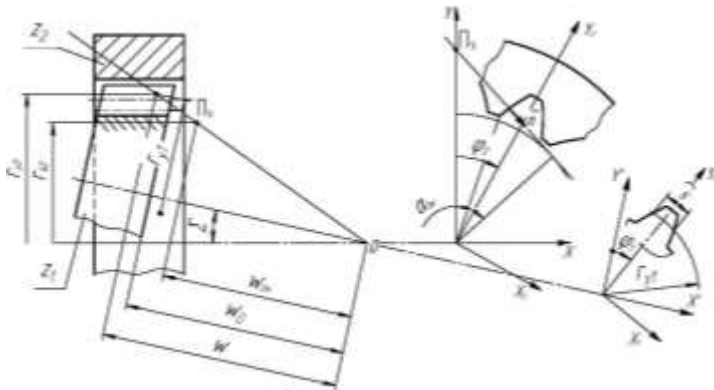


Рисунок 3 – Схема цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления

$d_0$  – 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, система позволяет выполнить компоновку зубчатых передач в планетарном редукторе (рисунок 5).

Дополнительно имеется возможность переноса схемы скомпонованных передач планетарного редуктора в графическую среду "AutoCAD" для дальнейшей эскизной проработки конструкции и выполнения ее детализовки.

### Выводы:

1. Разработанная система автоматизированного 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

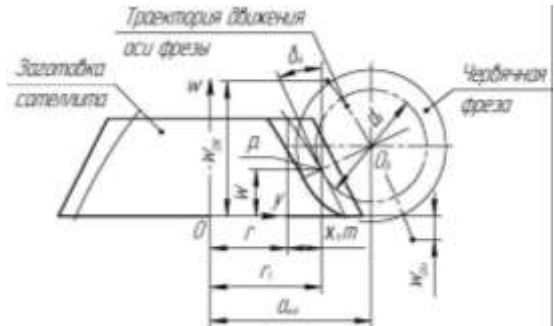


Рисунок 4 – Схема нарезания зубьев конической шестерни

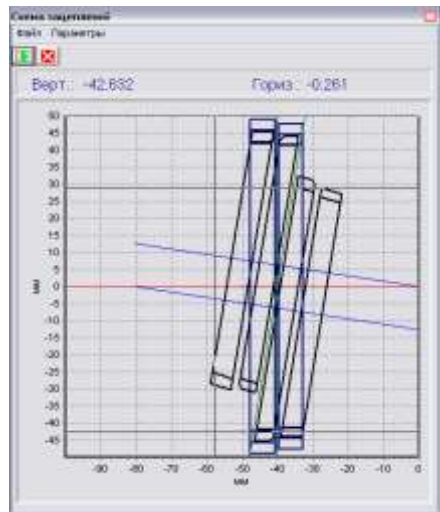


Рисунок 5 – Компоновочная схема зацеплений планетарного редуктора

зубьев незвольвентной шестерни.

2. Система использовалась на предприятии ФГУП "ГНП Ракетно-космический центр "ЦСКБ-Прогресс" при проектировании и изготовлении планетарных редукторов с цилиндро-коническими зубчатыми передачами для электромеханических приводов различного назначения.

**Список литературы:** 1. Лопатин, Д.Б. Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники / Д.Б. Лопатин, Е.А. Полуэктов, О.Н. Цуканов // Вестник машиностроения. – 2009. – №2. – С.14-16. 2. Создание нового поколения электромеханических приводов трансформируемых систем космических аппаратов: научно-технический сборник / В.П. Еремин, Н.В. Еремин, Б.А. Лопатин и др.; под ред. А.Н. Кирилина, В.П. Еремина. – Самара: ФГУП "ГНПРКЦ "ЦСКБ-Прогресс", 2011. – 563с. 3. Пат. 2364480 С1 Российская Федерация, МПК В23F 5/24. Способ нарезания зубьев незвольвентной 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. – 2с.

*Поступила в редколлегию 05.04.2013*

УДК 621.833

**Система автоматизированного расчета и анализа геометрии цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления / Б.А. Лопатин, Е.А. Полуэктов, С.Д. Лопатин // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ". – 2013. – №41(1014). – С.60-64. – Бібліогр.: 3 назв.**

Традиційні методи розрахунку і аналізу циліндро-конічних передач внутрішнього зацеплення досить трудомісткі через складну геометрію передач. У роботі представлено опис автоматизованої системи, яка дозволяє значно знизити час проєктування і здійснити підбір необхідних геометричних параметрів передач.

**Ключові слова:** циліндро-конічна передача, автоматизований розрахунок.

Traditional methods of calculation and the analysis of cylindro-conic gears of internal gearing are rather labor-consuming because of difficult 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:** cylindro-conic gearing, automated calculation.

УДК 621.01.(075.8)

**В.О. МАЛАЩЕНКО**, д.т.н., професор НУ "Львівська політехніка";

**В.М. СТРИЛЕЦЬ**, к.т.н., доцент НУ водного господарства та природокористування, Рівне;

**В.А. ФЕДУРУК**, інженер НУ водного господарства та природокористування

## **ПЕРЕДАВАННЯ ЕНЕРГІЇ ТА ДИНАМІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИВОДІВ З АВТОМАТИЧНИМИ ІНЕРЦІЙНО-ВАКУУМНИМИ МУФТАМИ**

Наведені нові способи передавання обертового моменту інерційно-вакуумними муфтами за рахунок інерційності мас їх елементів та з'єднання валів способом адгезії півмуфт. Описані конструкції інерційно-вакуумних муфт для реалізації нових способів передавання обертового моменту та особливості динамічних характеристик муфт в різноманітних формах їх виконання.

**Ключові слова:** інерційно-вакуумна муфта, привід, динамічна характеристика.

**Постановка проблеми.** Підвищення технічних характеристик, надійності та довговічності самокерованих муфт, які широко застосовуються в загальному та спеціальному машинобудуванні, а також розширення їх технологічних можливостей при передаванні обертового моменту з швидкохідних валів в циклічному режимі за рахунок використання інерційності маси веду-

© В.О. Малащенко, В.М. Стрілець, В.А. Федорук, 2013