

05.02.18

ПЗ96

На правах рукописи

*Светлана*

**ПЛОТНИКОВА Светлана Викторовна**

**СИНТЕЗ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ  
ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ  
В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ**

Специальность 05.02.18 – «Теория механизмов и машин»

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск – 2005

СЛУЖБА ДЕЛОПРОИЗВОДСТВА	
Челябинско-Уральский государственный университет	
Вх. №	13-16-1508
23	2005 г.

Работа выполнена на кафедре «Техническая механика» филиала Южно-Уральского государственного университета в г. Златоусте

Научный руководитель — доктор технических наук, профессор  
ЛОПАТИН Борис Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор  
КУНИВЕР Аркадий Семенович  
кандидат технических наук, доцент  
БОРОВИКОВ Юрий Алексеевич

Ведущая организация — ФГУП «Государственный научно-  
производственный ракетно-космический центр  
“ЦСКБ Прогресс”», г. Самара

Защита состоится «24» июня 2005 г. в 10 часов на заседании дис-  
сертационного совета Д 212.065.01 при ГОУ ВПО «Ижевский государственный  
технический университет» по адресу: 426069, г. Ижевск, ул. Студенческая, 7.

Отзыв на автореферат в двух экземплярах, заверенный гербовой печатью, про-  
сим выслать по указанному адресу.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Ижевского государственного  
технического университета.

Автореферат разослан «19» июня 2005 года.

Учёный секретарь  
диссертационного совета  
доктор технических наук,  
профессор



ОСЕТРОВ В.Г.

### Актуальность проблемы

Разнообразие требований, предъявляемых к зубчатым передачам, сводит в основном к повышению надежности и долговечности, КПД, нагрузочной способности и кинематической точности при одновременном снижении их массы и габаритов. Комплексное удовлетворение этих требований совершенствованием традиционных передач становится все труднее. Поэтому в настоящее время проблема синтеза нетрадиционных передач, к которым можно отнести и цилиндрично-конические передачи, весьма актуальна.

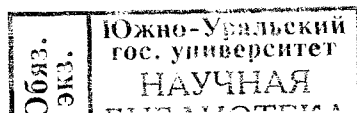
Однако, при традиционном методе проектирования цилиндрично-конических передач (при известных параметрах исходного производящего контура) невозможно установить предельные параметры зацепления и найти их рациональные значения, при которых обеспечивается наиболее благоприятный комплекс геометро-кинематических показателей для заданных условий работы. Решить эту проблему позволяет метод проектирования передач в обобщающих параметрах. Вследствие сложной геометрии (криволинейная поверхность зацепления, переменный угол зацепления и др.) реализация методики геометрического синтеза цилиндрично-конических зацеплений возможна только в системе автоматизированного синтеза передач. В связи с этим разработка системы автоматизированного синтеза цилиндрично-конических зацеплений в обобщающих параметрах является **актуальной** задачей, способствующей максимальному использованию геометро-кинематических возможностей зацеплений, упрощению, повышению эффективности и качества проектирования передач со сложной геометрией и, как следствие, созданию зубчатых механизмов с высокими технико-эксплуатационными показателями.

Работа выполнялась в рамках госбюджетных тем «Теоретические основы синтеза цилиндрично-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах» и «Теоретические основы моделирования взаимосвязей качественных показателей незвольвентных зубчатых зацеплений в предельной области существования», а также в рамках гранта аспирантов и молодых ученых Челябинской области по теме «Разработка системы автоматизированного синтеза цилиндрично-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах» и хозяйственных работ с ФГУП «Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс»», г. Самара.

**Цель диссертационной работы** – эффективное использование геометро-кинематических возможностей внутреннего цилиндрично-конического зацепления и повышение производительности его проектирования путём разработки математического и программного обеспечений для автоматизации его геометрического синтеза.

В соответствии с целью были поставлены и решены следующие **задачи**:

1. Выбор рационального метода синтеза и анализа цилиндрично-конических зацеплений (обоснование синтеза и анализа цилиндрично-конических зацеплений в обобщающих параметрах).



2. Описание математических моделей граничных линий областей существования зацепления, моделей для расчета и исследования геометро-кинематических характеристик передачи.
3. Разработка алгоритмического и программного обеспечений для автоматизации геометрического синтеза зацепления.
4. Исследование влияния обобщающих параметров на геометро-кинематические характеристики зацепления с помощью разработанного программного обеспечения.
5. Разработка методики компьютерного синтеза цилиндро-конического зубчатого зацепления в обобщающих параметрах.
6. Реализация результатов работы при проектировании механизмов с цилиндро-коническими зубчатыми зацеплениями.

**Объект исследования.** Цилиндرو-коническая передача внутреннего зацепления с конической шестерней.

#### **Методы исследований**

Геометрический синтез цилиндро-конических зацеплений выполнен с помощью обобщенной и локальной (при заданных значениях координат одной из крайних точек зацепления) областей существования. Аналитические зависимости для расчета их граничных линий получены с применением традиционных подходов теории пространственных зубчатых зацеплений.

Для анализа динамики изменения областей существования зацепления с одновременным контролем комплекса его геометро-кинематических показателей при изменении значений обобщающих параметров использовано компьютерное исследование, проведенное с помощью разработанного программного обеспечения в Delphi и Autolisp.

Для оценки правильности и качества проектного решения применялись методы компьютерного моделирования зацеплений, включая средства анимации процесса формирования зубьев.

**Научная новизна** работы заключается в следующем:

1. Впервые получены предельные области существования внутреннего цилиндро-конического зацепления.
2. Установлено влияние обобщающих параметров на геометро-кинематические характеристики зацепления.
3. Разработана система автоматизированного геометрического синтеза зацепления с требуемыми геометрическими характеристиками и качественными показателями.

#### **Практическая ценность**

Разработанное алгоритмическое и программное обеспечение дает возможность решать все основные задачи анализа, синтеза и проектирования цилиндро-конических передач при использовании эффективных возможностей компьютерного моделирования, включая анимационные исследования и визуализацию.

Достоверность результатов работы подтверждается практикой проектирования реальных механизмов с цилиндро-коническим зацеплением различного назначения.

**Реализация работы.** С использованием результатов работы разработаны планетарные редукторы следящих систем космической техники, безлюфтовые редукторы нагружающих устройств для ФГУП «Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ Прогресс».

**На защиту выносятся**

1. Обоснование выбора синтеза цилиндрико-конических передач в обобщающих параметрах.
2. Модели областей существования цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления в обобщающих параметрах.
3. Динамика изменения областей существования внутреннего цилиндрико-конического зацепления в зависимости от его обобщающих параметров.
4. Результаты исследования влияния обобщающих параметров на геометрико-кинематические показатели зацепления.
5. Структура основных модулей системы автоматизированного синтеза цилиндрико-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах.
6. Программное обеспечение системы автоматизированного синтеза цилиндрико-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах.
7. Примеры реализации результатов работы при проектировании механизмов с цилиндрико-коническим зацеплением.

**Апробация работы.** Основные положения диссертации докладывались на следующих научно-технических конференциях и конгрессах:

- ежегодных научно-технических конференциях преподавателей и сотрудников ЮУрГУ (2000-2005),
- XX Российской школы «Неоднородные конструкции в современной технике» (г. Миасс, 2000 г.), на научно-технической конференции «Управляющие и вычислительные системы. Новые технологии» (г. Вологда, 2000 г.),
- межвузовской научно-технической конференции «Управляющие и вычислительные системы. Новые технологии: Материалы» (Вологда, 2001),
- Всероссийской научно-практической конференции с международным участием «Редукторостроение России: состояние, проблемы, перспективы» (г. Санкт-Петербург, 2002 г.),
- международной конференции «Актуальные проблемы конструкторско-технологического обеспечения машиностроительного производства» (г. Волгоград, 2003 г.),
- международной конференции «Техника приводов'03» (г. Варна, 2003 г.),
- Всероссийской научно-технической конференции «Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин» (г. Курган, 2003 г.),
- научно-технической конференции с международным участием «Теория и практика зубчатых передач»,
- IV международном конгрессе «Mechanical engineering technologies'04».

**Публикации.** По тематике диссертации опубликовано 17 печатных работ.

**Структура и объём работы.** Структурно диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, содержащего 118 источников, 1 приложения.

## ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

**Во введении** обоснована актуальность темы диссертации, сформулированы цель и задачи исследования, показана научная новизна и практическая ценность, описана структура работы и приведено краткое описание содержащегося в главах материала.

**В первой главе** приводятся основные сведения о цилиндрично-конических передачах, рассматривается применение цилиндрично-конических передач в приводах машин, рассматриваются современные методы анализа и синтеза цилиндрично-конических передач дается обоснование использования метода синтеза цилиндрично-конических зацеплений в обобщающих параметрах.

Зубчатая передача, в которой одно из колес по форме заготовки является цилиндрическим, а другое коническим называется, по терминологии Я.С. Давыдова, цилиндрично-конической зубчатой передачей. В этих передачах цилиндрическое колесо является эвольвентным, а второе неэвольвентным, зубья которого формируются долбяком, идентичным по форме производящего контура эвольвентному цилиндрическому колесу передачи. Цилиндрично-конические передачи могут передавать вращательное движение между валами с перекрещивающимися и пересекающимися геометрическими осями.

Наибольшее распространение в технике получили передачи на пересекающихся осях. Использование таких передач позволяет получать оригинальные компоновочные схемы приводов, которые реализовать с помощью других передач не удастся.

Существует два метода проектирования цилиндрично-конических передач:

- 1) на базе стандартного исходного контура с построением области существования зацепления в координатах: коэффициент смещения цилиндрического колеса – ширина конического колеса (традиционный метод);
- 2) без привязки к конкретному производящему контуру с построением области существования зацепления в, так называемых, обобщающих координатах, определяющих относительную геометрию передачи при единичном диаметре основной окружности производящего колеса.

Этот метод впервые был разработан Э.Б. Вулгаковым для эвольвентных цилиндрических передач. В работах О.Н. Цуканова этот метод был распространен на цилиндрично-конические передачи.

Основы проектирования эвольвентных цилиндрично-конических зубчатых передач наиболее полно разработаны В.И. Безруковым и Б.А. Лопатиным, основы геометрического синтеза неэвольвентных цилиндрично-конических передач внешнего зацепления традиционным методом разработаны Я.С. Давыдовым, Л.Я. Либуркиным, Ф.Л. Литвиным, методики проектирования таким методом неэвольвентных внутренних цилиндрично-конических зацеплений – Р.И. Зайнетдиновым, Д.Б. Лопатиным.

**Вторая глава** посвящена математическому описанию схемы внутреннего цилиндро-конического зацепления, рабочих поверхностей зубьев в обобщающих параметрах, граничных линий обобщенной (предельной для заданных параметров схемы передачи) и локальной (при заданных координатах одной из крайних точек зацепления) областей его существования.

Схема внутреннего цилиндро-конического зацепления с эвольвентным цилиндрическим исходным звеном показана на рис. 1. При заданных значениях передаточного отношения, межосевого угла и торцового угла зацепления в начальном сечении положение колес полностью определяется межосевым углом  $\Sigma$  и расстояниями от точки пересечения осей до начальных сечений.

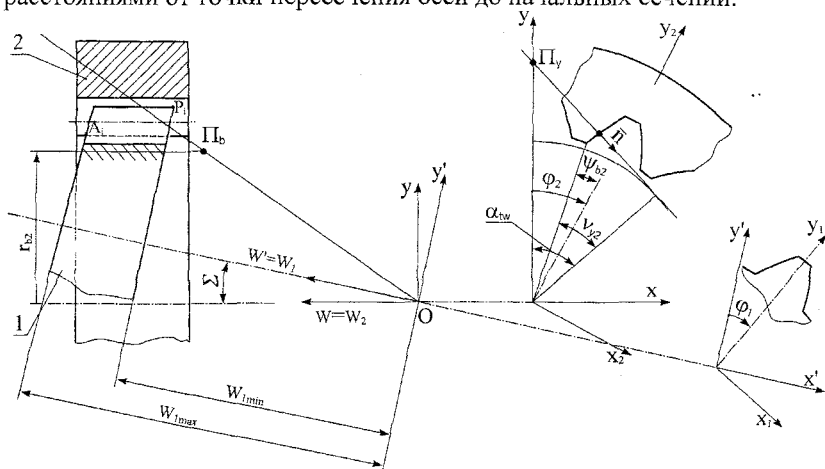


Рис. 1. Схема внутреннего цилиндро-конического зацепления

При заданных значениях передаточного отношения  $i$ , межосевого угла  $\Sigma$ , угла начального конуса  $\delta_w$ , числа зубцов исходного звена  $z$ , их относительной толщины на окружности вершин  $m_a$  и диаметра основной окружности исходного звена  $d_b$  геометрия зацепления определяется значениями двух обобщающих параметров: торцового угла зацепления  $\alpha_{tw}$ , определяющего положение текущей нормали к торцовому профилю зубцов исходного звена, и угла профиля зубца исходного звена  $\alpha_y$ , определяющего положение точки на этой нормали (рис. 2). Независимые переменные  $\alpha_{tw}$  и  $\alpha_y$  полностью определяют относительную геометрию поверхностей зубцов цилиндрического зацепления, а их экстремальные за период цикла зацепления пары зубцов значения  $\alpha_{twmax}$ ,  $\alpha_{twmin}$ ,  $\alpha_{ymax}$  и  $\alpha_{ymin}$  — относительные размеры этих поверхностей, тип зацепления (дополосное, полосное, заполосное), его геометрические, кинематические и нагрузочные показатели.

Уравнения торцового профиля зубца исходного звена в обобщающих параметрах (см. рис. 1) можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned} x &= r_b (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \sin \alpha_{tw}); \\ y &= r_b (\sin \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y \cos \alpha_{tw}). \end{aligned} \quad (1)$$

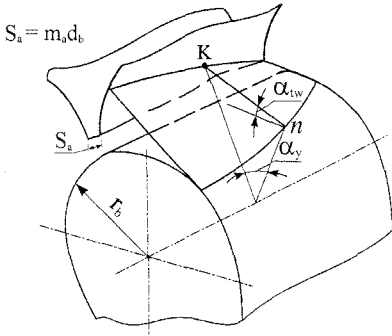


Рис. 2. Обобщающие параметры зацепления

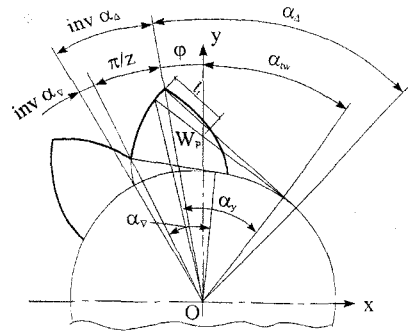


Рис. 3. К определению связи угла поворота исходного звена с обобщающими параметрами зацепления

Уравнения поверхности зубцов неэвольвентного конического колеса, полученные путем перехода от системы координат  $S$  к системе координат  $S_1$  (см. рис. 1), имеют следующий вид:

$$x_1 = r_b \{ (\sin \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y \cos \alpha_{tw}) \cos \varphi_1 - (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \sin \alpha_{tw}) \sin \varphi_1 \cos \Sigma + [(i_{12} \cos \Sigma - 1) / (i_{12} \sin \Sigma \cos \alpha_{tw})] \sin \varphi_1 \sin \Sigma \};$$

$$y_1 = r_b \{ (\sin \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y \cos \alpha_{tw}) \sin \varphi_1 - (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \sin \alpha_{tw}) \cos \varphi_1 \cos \Sigma - [(i_{12} \cos \Sigma - 1) / (i_{12} \sin \Sigma \cos \alpha_{tw})] \cos \varphi_1 \sin \Sigma \};$$

$$w_1 = r_b \sin \Sigma (\cos \alpha_{tw} + \operatorname{tg} \alpha_y \sin \alpha_{tw}) + [(i_{12} \cos \Sigma - 1) / (i_{12} \sin \Sigma \cos \alpha_{tw})] \cos \Sigma.$$

Положение точки торцового профиля зубца исходного звена на нормали  $n$  к этому профилю в каждый момент цикла зацепления относительно полюса зацепления  $W_p$  определяется линейным параметром  $l_t$  (рис. 3).

На основании рис. 3

$$l_t = r_b (\operatorname{tg} \alpha_{tw} - \operatorname{tg} \alpha_y). \quad (3)$$

Параметр движения исходного звена  $\varphi$  при синтезе зацепления в обобщающих параметрах рассматривается как функция параметров  $\alpha_{tw}$ ,  $\alpha_y$  и  $\alpha_{\Delta} = f(\alpha_y)$ . На основании рис. 3 эту функцию можно представить в следующем обобщенном виде:

$$\varphi = \alpha_{tw} + \operatorname{inv} \alpha_{\Delta} - \operatorname{tg} \alpha_y, \quad (4)$$

где  $\operatorname{inv} \alpha_{\Delta} = \pi / z + \operatorname{inv} \alpha_y$ ;

$z$  — число зубцов исходного звена.

Для обеспечения наибольшей области существования зацепления, требований изгибной прочности зубцов, химико-термической обработки, фланкирования и др. относительную (в долях диаметра основной окружности) толщину зубца исходного звена на окружности вершин  $m_a$  (обобщающий параметр зубца) целесообразно выбрать из диапазона

$$1/4z \leq m_a \leq 1/1,5z. \quad (5)$$



Обобщающий параметр  $\alpha_v$  связан с обобщающим параметром  $m_a$  следующей зависимостью:

$$\text{inv } \alpha_v = \text{inv } \alpha_a - m_a \cos \alpha_a, \quad (6)$$

где  $\alpha_a$  – угол профиля зуба исходного звена на окружности вершин.

Таким образом, относительная геометрия зубчатого венца эвольвентного исходного звена полностью определена обобщающими параметрами  $z$ ,  $m_a$  и  $\alpha_a$ .

Задача синтеза зацепления в обобщающих параметрах формулируется следующим образом: при заданных значениях независимых параметров схемы передачи определить поверхность зацепления в ее обобщающих координатах, а по ней – поверхность неэвольвентных зубцов. При этом вводятся понятия:

1) обобщенная область существования зацепления (ООСЗ), определяющая предельную область существования поверхности зацепления для заданных значений межосевого угла и чисел зубьев;

2) локальная область существования зацепления (ЛОСЗ), определяющая поверхность зацепления при заданных значениях обобщающих координат одной из ее крайних точек (на окружности вершин зубцов исходного звена).

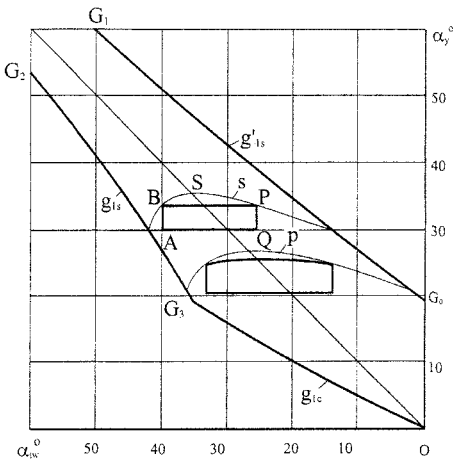


Рис. 4. Обобщенная и локальные области существования внутреннего цилиндрического зацепления

В пределах ООСЗ существует локальная область существования зацепления (ЛОСЗ), определяющая поверхность зацепления с определенным комплексом геометро-кинематических и нагрузочных показателей при заданном критерии работоспособности передачи, не связанную с параметрами исходного контура (см. рис. 4).

ЛОСЗ ограничивается отрезками следующих линий:

ООСЗ слева и справа ограничена кривыми заострения зубцов неэвольвентной шестерни  $g_{1s}$ ,  $g_{1s}'$ . Для построения этих кривых используется следующее уравнение:

$$\begin{aligned} & \text{tg } \alpha_y - \text{tg } \alpha_{tw} + [(\text{tg } \alpha_y - \text{tg } \alpha_{tw}) \cdot \text{tg } \alpha_{tw} \\ & \cos \Sigma + (1 + \text{tg}^2 \alpha_{tw}) i_{01}] \times \\ & \times \text{tg} [(\alpha_{tw} - \text{tg } \alpha_y + \text{inv } \alpha_{\Delta}) i_{10}] = 0. \quad (7) \end{aligned}$$

Это уравнение имеет два решения, отсюда получаются и две кривых заострения зубцов шестерни.

ООСЗ ограничена снизу кривой подреза зубцов неэвольвентной шестерни  $g_{1c}$ , для построения которой используется следующее уравнение:

$$\begin{aligned} & \text{tg}^2 \alpha_y + \text{tg } \alpha_y [i_{10} \cos 2\Sigma - \cos \Sigma + \cos \Sigma \times \\ & \times (i_{10} \cos \Sigma - 1) \text{tg}^2 \alpha_{tw}] \text{tg } \alpha_{tw} / i_{10} \sin^2 \Sigma - \\ & - [(i_{10} \cos \Sigma - 1)^2 / i_{10}^2 \sin^2 \Sigma] (1 + \text{tg}^2 \alpha_{tw}) \times \\ & \times \text{tg}^2 \alpha_{tw} = 0. \quad (8) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} AQ - \alpha_y = \alpha_a = \text{var}; & \quad BP - \alpha_y = \alpha_p = f(m_a, \alpha_a, \alpha_{tw \max}); \\ AB - \alpha_{tw} = \alpha_{tw \max} = \text{var}; & \quad PQ - \alpha_{tw} = \alpha_{twp} = f(m_a, \alpha_a, \alpha_{tw \max}). \end{aligned}$$

В качестве определяющей точки ЛОСЗ целесообразно выбрать точку А ( $\alpha_a, \alpha_{tw \max}$ ). Ее положение предварительно определяется из условия получения максимальной ширины незвольвентных зубцов шестерни или максимального коэффициента перекрытия. Первоначальное положение точки А можно выбрать вблизи точки  $G_3$ .

Прямолинейная форма отрезка ВР локальной области существования зацепления соответствует криволинейной форме поверхности вершин зубцов шестерни. Если изначально эта форма задана конической (при этом обеспечивается постоянство радиального зазора), то отрезок ВР будет иметь соответствующую криволинейную форму (кривая р на рис. 4).

Уравнение кривой р имеет следующий вид:

$$\begin{aligned} & (\cos^2 \alpha_{tw} + \sin^2 \alpha_{tw} \cos 2\Sigma) \text{tg}^2 \alpha_y + 2 \sin \alpha_{tw} [\text{tg}^2 \Sigma (\sec \alpha_{p\max} - \cos \alpha_{tw}) - \\ & - \cos \Sigma (\cos \Sigma - 1/i) \sec \alpha_{tw}] \text{tg} \alpha_y + 1 - \text{tg}^2 \Sigma \cos^2 \alpha_{tw} - 2 \cos \Sigma (\cos \Sigma - \\ & - 1/i) (1 + \text{tg}^2 \Sigma \sec \alpha_{tw}) - \sec^2 \alpha_{p\max} \sec^2 \Sigma + 2 \sec \alpha_{p\max} \text{tg}^2 \Sigma \cos \alpha_{tw} + \\ & + 2 \sec \alpha_{p\max} \sec \Sigma (\cos \Sigma - 1/i) \sec \alpha_{tw} = 0, \end{aligned} \quad (9)$$

где  $\alpha_{p\max}$  – ордината вершины кривой р.

При малой разности чисел зубьев  $z_2$  и  $z_1$  в цилиндро-конической передаче внутреннего зацепления возможна интерференция вершин зубьев колес. Это явление необходимо учитывать при формировании локальной области существования передачи.

Во второй главе также приведены зависимости для оценки нагруженности зацеплений, которые позволяют вести сравнительную прочностную оценку зацеплений разной геометрии.

Поскольку при формировании профилей зубьев конической шестерни цилиндрической передачи внутреннего зацепления в качестве производящего колеса используется колесо с внутренними зубьями, то теоретически точная боковая поверхность шестерни может быть образована долбяком с внутренними зубьями. При этом геометрия инструмента должна быть идентична геометрии производящего колеса.

Недостатком данного способа нарезания является необходимость применения долбяка с внутренними зубьями. Однако такие долбяки из-за сложности их изготовления промышленностью не выпускаются. Предложен способ изготовления незвольвентной шестерни инструментом реечного типа (рис. 5, 6). В основу этого способа положен метод замены в каждом торцовом сечении незвольвентного профиля зубьев конической шестерни профилем эвольвентно-конического колеса. Геометрия таких колес была разработана В.И. Безруковым. При реализации этого метода червячная фреза перемещается по криволинейной траектории координаты точек, которой рассчитываются в зависимости от коэффициента смещения и угла конуса эвольвентно-конического колеса.

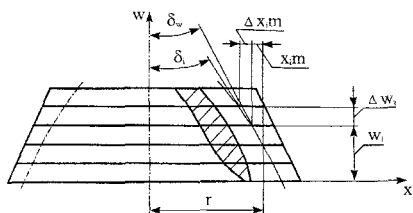


Рис. 5. К определению траектории перемещения инструмента

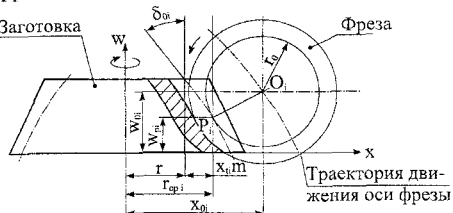


Рис. 6. Станочное зацепление невольвентной шестерни с червячной фрезой

Таким образом, во 2 главе подготовлено математическое обеспечение для последующей реализации в системе геометрического синтеза.

**В третьей главе** приведены принципы построения систем автоматизированного проектирования зубчатых передач, рассмотрены вопросы, связанные с разработкой программного обеспечения геометрического синтеза внутренних цилиндро-конических зубчатых зацеплений, приведены структура, блок-схема функционирования САПР, представлены характеристики программных модулей системы и интерфейса программы.

В состав системы входят два программных модуля: главный модуль, включающий в себя расчет и визуализацию областей существования зацепления, расчёт геометро-кинематических показателей, расчет параметров производящих контуров инструмента, основных размеров и параметров для контроля зацепления, расчёт нагрузочных показателей и модуль визуализации процесса формообразования рабочих профилей зубьев шестерни.

Главный модуль реализован на языке программирования Delphi. При этом синтез зацеплений можно вести по двум алгоритмам:

- 1) с вводом параметров исходного производящего контура;
- 2) с расчетом параметров производящего контура.

В качестве примера на рис. 7 приведена панель главного модуля при работе по второму варианту (с расчетом параметров производящего контура).

В третьей главе также разработана методика компьютерного синтеза цилиндрико-конического зацепления в обобщающих параметрах, подтвержденная примерами синтеза зацеплений по различным алгоритмам их проектирования. В общем случае синтеза зацепления (без применения стандартного исходного контура) методика реализуется следующим образом:

1. Вводятся значения исходных данных: межосевого угла  $\Sigma$ , числа зубцов шестерни  $z_1$  и цилиндрического колеса  $z_2$  в соответствующие окна на панели геометрического синтеза и значение обобщающего параметра — относительной толщины зубца колеса на окружности вершин  $m_a$ . При нажатии кнопки «Пуск» визуализируется ООСЗ.
2. Задаются предварительные значения обобщающих параметров для расчета ЛОСЗ, которыми являются координаты точки входа в зацепление  $\alpha_a$  и  $\alpha_{tw \max}$ . На этом этапе визуализируется ЛОСЗ значения качественных показателей зацепления, посредством нажатия кнопки «Пуск».

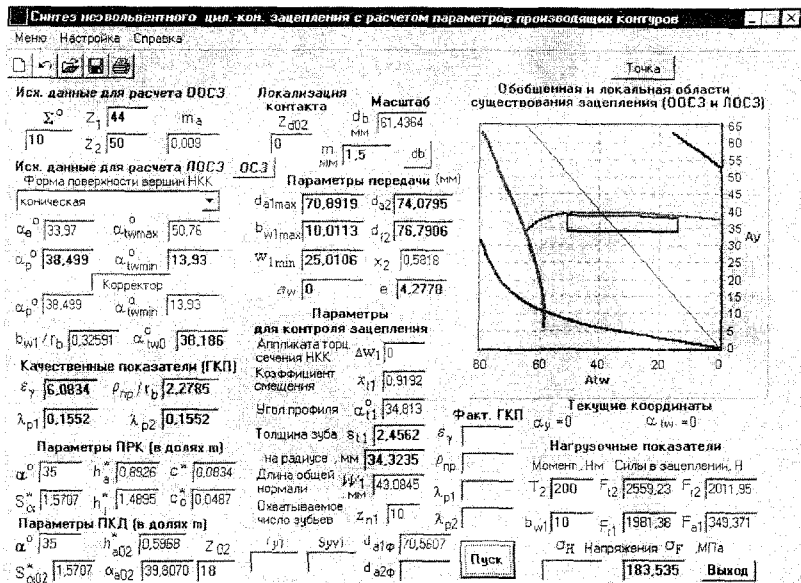


Рис. 7. Панель главного модуля при варианте работы с расчетом параметров производящего контура

- Для расчета параметров производящего реечного контура (ПРК) вводится значение угла профиля  $\alpha$ , находящегося в диапазоне  $\alpha_a$  и  $\alpha_p$ .
- Для расчета параметров производящего контура долбяка (ПКД) задается угол профиля на окружности вершин долбяка  $\alpha$  и число зубьев долбяка  $Z_{02}$ .
- Задается значение диаметра основной окружности  $d_b$  для расчета основных геометрических размеров передачи.
- Корректируются геометрические размеры и качественные показатели зацепления путем варьирования значений  $\alpha_p$ ,  $\alpha_{tw \min}$ ,  $m_a$ . Варьирование осуществляется включением кнопки «Корректор». Эта функция позволяет изменять какой либо один параметр, оставляя неизменными остальные.
- Вводится аппликата торцового сечения колеса  $\Delta w_1$  для расчета параметров для контроля зацепления.
- Вводится значение момента  $T_2$  и ширины незвольвентной шестерни  $b_{w1}$  для оценки нагрузочных показателей.

Для визуализации процесса формообразования и контроля рабочих профилей зубьев шестерни был разработан программный модуль на языке Autolisp, который позволяет получить форму зуба в любом торцовом сечении шестерни. Исходными данными для построения профилей зубьев являются параметры производящей рейки, параметры нарезаемого колеса.

В качестве примера на рис. 8 представлена панель ввода исходных данных и профиль зубьев одного из крайних сечений конической шестерни передачи с передаточным числом  $u = 50/44$  и межосевым углом  $\Sigma = 10^\circ$ .

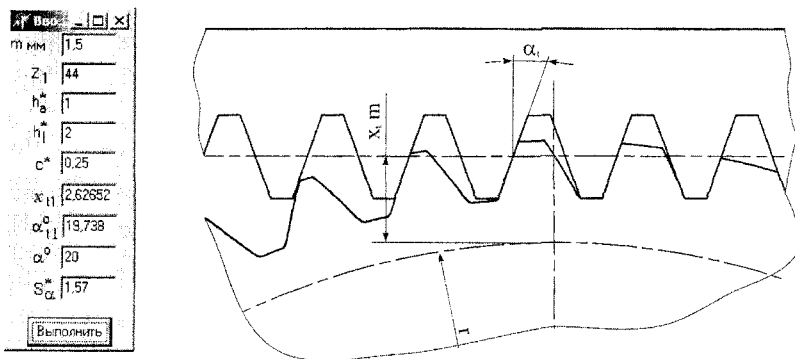


Рис. 8. Панель ввода исходных данных и соответствующий профиль зубьев конической шестерни на большом торце

Имея координаты профилей зубьев можно оценить их отклонения от теоретически точного профиля, полученного производящим колесом с внутренними зубьями.

На следующем этапе работы модуля визуализации осуществляется переход к созданию твердотельной модели проектируемой шестерни. Создание такой модели можно произвести двумя методами:

- генерацией отдельных сечений;
- моделированием процесса обработки шестерни объемной рейкой.

Создание твердотельной модели неэвольвентной шестерни открывает новые возможности:

- 1) проведение дальнейшего инженерного анализа встроенными средствами Mechanical Desktop, либо другой системы, поддерживающей технологию CAE (Solid Works, Pro/ENGINEER и т.д.);
- 2) создание динамической модели работы передачи средствами сторонних программ, таких как 3D Studio MAX, AEGis acsIXtreme и др.

**В четвертой главе** выполнено исследование областей существования и качественных показателей цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления, рассмотрено влияние различных параметров, таких как числа зубьев, толщина зуба на вершине, торцовый угол зацепления и т.д. на эти величины.

В ходе исследований выявлено:

1. ООСЗ увеличивается с ростом чисел зубьев колес передачи и уменьшением толщины зуба на вершине производящего колеса и практически не изменяется в диапазоне межосевых углов  $\Sigma = 5^\circ \dots 20^\circ$ .
2. Максимальную по ширине ЛОСЗ следует искать в диапазоне изменения  $\alpha_a$  от точки  $G_c$  до точки  $G_0$  (см. рис. 4).
3. Исследование влияния обобщающих параметров ЛОСЗ на коэффициент перекрытия позволили найти области существования с максимальными значениями коэффициента перекрытия.
4. Максимальные значения приведенного радиуса кривизны соответствуют максимальным допустимым значениям  $\alpha_a$  и  $\alpha_{tw}$ .

5. Выравнивание максимальных коэффициентов скольжения в крайних точках зацепления (на ножках зубьев шестерни и колеса) можно осуществить путем смещения левой и правой границ ЛОСЗ.

Также в этой главе приведена методика расчета основных геометрических параметров и геометро-кинематических показателей цилиндрико-конических передач.

**В пятой главе** приведены особенности компоновки планетарного редуктора с цилиндрико-коническими зацеплениями, дано описание программного модуля, учитывающего эти особенности, приведены примеры проектирования цилиндрико-конических зацеплений планетарных редукторов электромеханических приводов космической техники.

На рис. 9, 10 представлена кинематическая схема и конструктивное исполнение одного из редукторов.

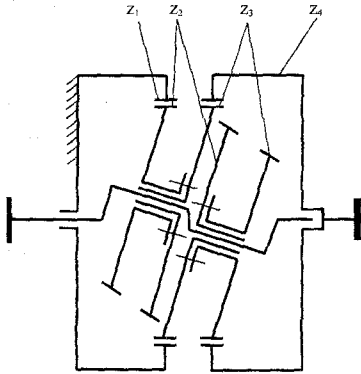


Рис. 9. Кинематическая схема планетарного редуктора с наклонными сателлитами

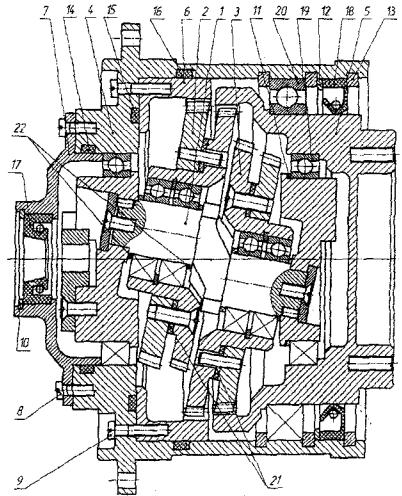


Рис. 10. Конструкция планетарного редуктора с наклонными сателлитами

За счет наклонного расположения сателлитов в редукторе удастся расположить два сателлита при малой разнице чисел зубьев сцепляющихся колес. Высокая многопарность зацепления делает редуктор конкурентоспособным по нагрузочным и массогабаритным характеристикам с волновыми передачами, а отсутствие гибкого колеса с мелко модульным зацеплением позволяет в несколько раз повысить ресурс редуктора. Наклонное расположение сателлитов позволяет устранить зазор в зацеплениях зубьев путем смещения сателлитов вдоль своих осей. Указанные преимущества таких редукторов предопределили целесообразность их применения в приводах нового поколения космической техники.

Особенностью компоновки планетарных редукторов с цилиндрико-коническими зубчатыми зацеплениями является установка двух разных передач  $z_1 / z_2$  и  $z_4 / z_3$  симметрично относительно оси редуктора.

С:\WINDOWS\SYSTEM32\Winreg1.dwg

Файл Справка

И.п.п. Описательное название Размерности Числовые значения д.

1	Модуль и шаг зубчатого зацепления	мм	10
2	Число зубьев шестерни	шт	24,1834
3	Ширина бокового венца колеса	мм	
4	Ширина конического венца колеса	мм	7
5	Ширина бокового венца сателлита 1	мм	5
6	Ширина конического венца сателлита 1	мм	5
7	Ширина бокового венца сателлита 2	мм	5
8	Ширина конического венца сателлита 2	мм	5
9	Максимальный зазор	мм	0,1

И.п.п. Описательное название Размерности Числовые значения д.

1	Диаметр внешнего зубчатого сателлита	мм	87,6999
2	Диаметр внешнего зубчатого центрального колеса	мм	87,6917
3	Диаметр внешнего зубчатого центрального колеса	мм	82,6189
4	Диаметр цилиндрической шестеренки	мм	72,296
5	Максимальный торцевой угол зацепления	град	60,9388
6	Максимальный торцевой угол зацепления	град	16,0465
7	Число зубьев колеса	шт	52

Открыть Сохранить OK

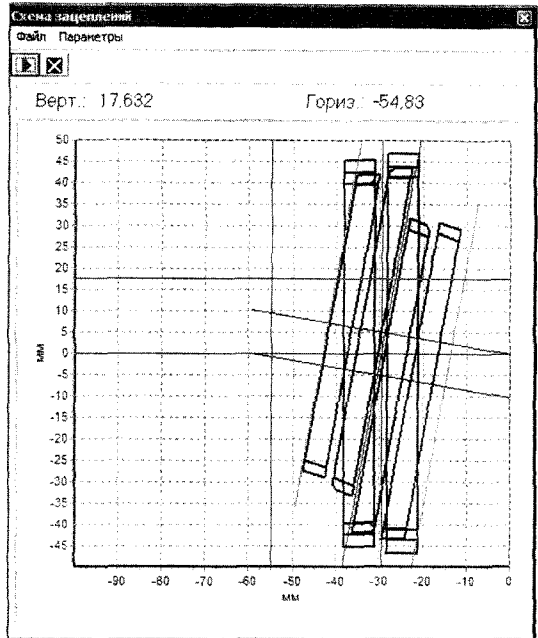


Рис. 11. Панели ввода исходных данных и пример компоновки одного из редукторов

Для решения вопросов компоновки разработан специальный программный модуль, позволяющий осуществить компоновку передач. Панели ввода исходных данных и пример компоновки представлен на рис. 11.

С использованием программ синтеза цилиндрико-конических зацеплений и их компоновки в редукторе были спроектированы 2 типоразмера планетарных редукторов для механизмов углового поворота приводов космической техники. Краткая техническая характеристика редукторов приведена в таблице.

На рис. 12 представлена конструкция электромеханического привода с редуктором РПНС-50.

При синтезе цилиндрико-конических зубчатых зацеплений редукторов в качестве критерия была выбрана минимальная износостойкость зацеплений, т.е. зацепления проектировались с выровненными и минимально возможными коэффициентами скольжения в крайних точках цикла зацепления при заданной ширине конических шестерен.

## Краткая характеристика редукторов

№ п.п.	Наименование	Редуктор РПНС-50	Редуктор РПНС-200
1.	Номинальный вращающий момент $T_n$ , Нм	50	200
2.	Предельный момент удержания статической нагрузки $T_{ст}$ , Нм	100	450
3.	Скорость вращения выходного вала редуктора $\omega$ , град/с	Не более 1	
4.	Угловой люфт выходного вала при нагрузке 5 Нм $\Delta\varphi$ , угл. мин	Не более 15	
5.	Передаточное число редуктора $u$	192	325
6.	Числа зубьев колес с внутренними зубьями $Z_1, Z_4$	50, 52	72, 70
7.	Числа зубьев сателлитов $Z_2, Z_3$	44, 46	65, 63
8.	Ресурс работы $L_h$ , час	6500	

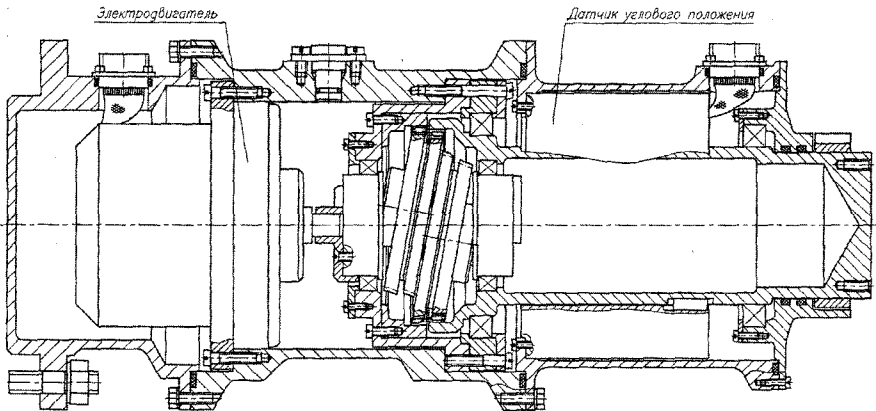


Рис. 12. Конструкция электромеханического привода с редуктором РПНС-50

Работы по созданию этих приводов велись по программе «Планетарий» Росавиакосмоса в рамках хозяйственных работ, проводимых кафедрой «Техническая механика» филиала ЮУрГУ в городе Златоусте с ФГУП «Государственный научно-производственный РКЦ Прогресс» г. Самара в 2003–2004 годах (акт внедрения приведен в диссертации).

Кроме того, результаты работы были использованы также при проектировании безлюфтового редуктора электромеханического нагружающего устройства, предназначенного для создания нагрузок при испытаниях приводов космической техники в наземных условиях. Работы проводились совместно с НТЦ



«Наука» по заказу Шанхайской академии космической техники (акт внедрения приведен в диссертации).

Результаты исследований используются также в учебном процессе при изучении курсов «Теория машин и механизмов», «Детали машин».

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Предложен синтез цилиндро-конических передач внутреннего зацепления в обобщающих параметрах, которыми являются:  $m_a$  – относительная толщина зубца исходного звена на окружности вершин,  $\alpha_{tw}$  – торцовый угол зацепления, определяющий положение текущей нормали к торцовому профилю зубцов исходного звена и  $\alpha_\gamma$  – угол профиля зубца исходного звена, определяющий положение точки на этой нормали. Такой подход позволяет получить всю возможную область существования зацепления.
2. На основе разработанных математических моделей границ областей существования зацепления, учитывающих подрез, заострение зубьев конической шестерни, интерференцию зубьев в зацеплении получена при известном межосевом угле  $\Sigma$ , числах зубьев колес  $z_1, z_2$  и предельно возможных значениях обобщающих параметров предельная область существования зацепления (ООСЗ). При заданных значениях координат крайней точки зацепления  $\alpha_a, \alpha_{tw \max}$  внутри предельной области его существования найдена локальная область с определенными качественными показателями зацепления.
3. Для расчета геометро-кинематических характеристик в каждой точке зацепления получены их математические модели и проведены исследования влияния обобщающих параметров на размеры областей существования зацепления и на геометро-кинематические показатели зацепления. В частности выявлено влияние  $\alpha_{tw}$  и  $\alpha_a$  на размеры ООСЗ, ЛОСЗ, на коэффициент перекрытия, приведенный радиус кривизны, значения коэффициентов скольжения в крайних точках зацепления, что позволило установить направления поиска области существования зацепления с необходимыми качественными показателями.
4. Разработано алгоритмическое и программное обеспечение для автоматизированного геометрического синтеза цилиндро-конических зубчатых зацеплений. Синтез зацеплений можно вести по двум алгоритмам: с вводом параметров исходного контура (при использовании стандартного инструмента) и с расчетом параметров исходного контура инструмента. При этом наилучшие геометро-кинематические характеристики могут быть получены при расчетных значениях параметров исходного контура. Для визуализации процесса формообразования и контроля рабочих профилей зубьев шестерни разработан программный модуль, позволяющий получить форму зуба в любом торцовом сечении шестерни.

5. Разработана методика синтеза цилиндро-конических передач, основанная на выборе требуемых геометрических и качественных показателей зацепления путем изменения ЛОСЗ в определенном направлении с одновременным контролем всех геометрических и качественных показателей на экране компьютера.
6. Научные и практические результаты внедрены в практику проектирования и изготовления планетарных редукторов следящих систем космической техники и безлюфтовых редукторов нагружающих устройств в ФГУП «Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ Прогресс».

#### ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

1. Способ нарезания зубьев конических колес цилиндро-конических зубчатых передач/ Б.А. Лопатин, О.Н. Цуканов, Р.И. Зайнетдинов, С.В. Плотникова. *Fundamental and applied technological problems of machine building. Technology – 2000: Transactions collection of International Scientific-technical Conference.* – Gyol: OryolSTU, 2000. – P. 52–55.
2. Лопатин Б.А., Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Автоматизированный синтез цилиндро-конических зубчатых зацеплений. Современные информационные технологии// Проблемы исследования, проектирования и производства зубчатых передач: Сборник докладов международного научного семинара. — Ижевск: ИжГТУ, 2001. – С. 200–203.
3. Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Система автоматизированного проектирования цилиндро-конических зубчатых передач. Управляющие и вычислительные системы. Новые технологии: Материалы межвузовской научно-технической конференции. – Вологда: ВоГТУ, 2001. – С. 122.
4. Лопатин Б.А., Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Определение областей существования цилиндро-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах// Совершенствование наукоемких технологий и конструкций: Сборник научных трудов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2001. – С. 56–59.
5. Цуканов О.Н., Зизин И.М., Плотникова С.В. Автоматизированный синтез цилиндро-конических зубчатых зацеплений в диалоговой САПР// Совершенствование наукоемких технологий и конструкций: Сборник научных трудов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2001. – С. 60–64.
6. Патент на изобретение № 2175593. Способ нарезания зубьев конической шестерни цилиндро-конической передачи / Б.А. Лопатин, Р.И. Зайнетдинов, О.Н. Цуканов, С.В. Плотникова. – Б.И. – 10.11.2001. – № 31.
7. Автоматизированное проектирование цилиндро-конических зубчатых передач: Учебное пособие/ О.Н. Цуканов, Б.А. Лопатин, Р.И. Зайнетдинов, С.В. Плотникова. Челябинск: ЮУрГУ, 2002. – 31 с.
8. Плотникова С.В. Разработка системы автоматизированного синтеза цилиндро-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах: Сборник рефератов научно-исследовательских работ аспирантов. – Челябинск: ЮУрГУ, 2002. – С. 58.

9. Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Геометрический синтез цилиндрико-конических зубчатых и червячных зацеплений в обобщающих параметрах. Редукторостроение России: состояние, проблемы, перспективы// Материалы Всероссийской научно-практической конференции с международным участием/ Под ред. Е.В. Шалобаева. Изд. 2-е, доп. и испр. – СПб.: ЦЦП ОАО «Светоч», 2003. – С. 170–172.
10. Лопатин Б.А., Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Геометрический синтез ортогональной цилиндрико-конической зубчатой передачи в обобщающих параметрах// Известия вузов. Машиностроение. – 2003. – № 7. – С. 7–15.
11. Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Система автоматизированного проектирования цилиндрико-конических зубчатых передач для транспортных машин. Механика и процессы управления моторно-трансмиссионных систем транспортных машин: Краткие научные сообщения Всероссийской научно-технической конференции. – Курган: КГУ, 2003. – С. 125–127.
12. Плотникова С.В. Система автоматизированного проектирования цилиндрико-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах. Актуальные проблемы конструкторско-технологического обеспечения машиностроительного производства: Материалы конференции. — Волгоград: РПК «Политехник». – С. 29–31.
13. Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Автоматизированная система проектирования цилиндрико-конических зубчатых зацеплений в обобщающих параметрах// Техника приводов-03: Материалы международной конференции. – Варна, Болгария. – 2003. – С. 316–320.
14. Лопатин Б.А., Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Цилиндрико-конические зубчатые зацепления в приводах машин// Вестник машиностроения. – 2003. – №8. – С. 7–9.
15. Плотникова С.В. Исследование геометро-кинематических показателей внутреннего цилиндрико-конического зацепления// Теория и практика зубчатых передач: Материалы научно-технической конференции с международным участием. – Ижевск, 2004. – С. 252–256.
16. Патент на полезную модель № 39927. Планетарная зубчатая передача/ Б.А. Лопатин, Р.И. Зайнетдинов, О.Н. Цуканов, С.В. Плотникова, Д.Б. Калашников. – Б.И. – 20.08.2004. – № 23.
17. Цуканов О.Н., Плотникова С.В. Исследование областей существования и качественных показателей внутреннего цилиндрико-конического зубчатого зацепления// Материалы международного конгресса «Машиностроительные технологии-04». – Варна, Болгария, 2004. – С. 19–21.