

Цуканов Олег Николаевич



**ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЦИЛИНДРО-
КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ МЕТОДА
ПРОЕКТИРОВАНИЯ В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ**

Специальность 05.02.02 – “Машиноведение и детали машин”

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Работа выполнена на кафедре "Техническая механика"
Южно-Уральского государственного университета.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент Лопатин Б.А.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор
Сызранцев В.Н.;
кандидат технических наук, доцент
Устиновский Е.П.

Ведущее предприятие – ПО "Златоустовский машиностроительный завод"
(г. Златоуст).

Защита состоится "2" июня 1999 г., в 14⁰⁰ часов,
на заседании специализированного совета К053.13.02 по присуждению
ученой степени кандидата технических наук в Южно-Уральском
государственном университете по адресу:
454080, г.Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76

Автореферат разослан "1" июня 1999 г.

Отзывы в двух экземплярах, заверенных печатью, просьба высыпать по
указанному адресу на имя ученого секретаря совета.

Ученый секретарь
специализированного совета,
кандидат технических наук,
доцент

В.В.Жестков

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. В судовых приводах и приводах следящих систем космической техники нашли применение эвольвентные и неэвольвентные цилиндро-конические зубчатые передачи на скрещивающихся и пересекающихся осях. Они позволяют улучшить массогабаритные показатели приводов, повысить их нагружочную способность, ресурс и надежность.

Одним из резервов дальнейшего повышения технических характеристик приводов с такими передачами является улучшение геометро-кинематических показателей зубчатого зацепления, влияющих на его несущую способность.

Однако до сих пор цилиндро-конические передачи проектируются только традиционным методом при заданных параметрах исходного производящего контура инструмента. Это изначально накладывает ограничения на выбор параметров зацепления и не позволяет в полной мере использовать его возможности.

Вместе с тем практикой доказано, что даже у обычной эвольвентной цилиндрической передачи есть значительные резервы повышения несущей способности зацепления средствами геометрии, если проектировать передачу в обобщающих параметрах без привязки к конкретному производящему контуру. Это резко расширяет границы применения параметров зацепления и позволяет найти их рациональные значения, при которых обеспечиваются наилучшие геометро-кинематические показатели передачи при заданном критерии работоспособности.

В неэвольвентных цилиндро-конических передачах, которые относятся к зубчатым изделиям сложной конфигурации, скрыты еще более значительные резервы повышения несущей способности зацепления за счет улучшения этих показателей.

Поэтому разработка методики проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах является актуальной задачей, решение которой способствует улучшению эксплуатационных характеристик приводов с такими передачами.

Цель работы – повышение нагружочной способности цилиндро-конических зубчатых передач за счет улучшения геометро-кинематических показателей зацепления на основе метода проектирования в обобщающих параметрах.

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

- разработать методологию проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах;
- получить уравнения граничных линий обобщенной области существования неэвольвентного цилиндро-конического зацепления;

- получить расчетные зависимости для определения геометрических и кинематических характеристик контакта незвольвентных цилиндро-конических передач при произвольном расположении осей колес в пространстве;
- исследовать влияние обобщающих параметров на геометрические и кинематические показатели незвольвентного цилиндро-конического зацепления;
- разработать программу для определения рациональных параметров цилиндро-конического зацепления, при которых обеспечиваются наилучшие геометро-кинематические показатели при заданном критерии работоспособности:
- разработать инженерную методику проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах;
- разработать рекомендации по назначению рациональных параметров зацепления незвольвентной цилиндро-конической передачи планетарного редуктора для механизмов углового поворота объектов космической техники, позволяющие повысить износостойкость рабочих поверхностей зубьев.

Методы исследований. В работе использовались математический аппарат теории пространственных зубчатых зацеплений с применением дифференциальной геометрии, матричного исчисления и векторной алгебры, численные методы анализа с применением компьютеров и методы расчета деталей машин.

Научная новизна:

- впервые разработана методология проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах и получены уравнения граничных линий обобщенной области существования незвольвентного цилиндро-конического зацепления при произвольном расположении осей колес;
- впервые получены расчетные зависимости для определения геометрических и кинематических показателей контакта незвольвентных цилиндро-конических передач (приведенного радиуса кривизны, скоростей качения и скольжения рабочих поверхностей зубьев) при произвольном расположении осей колес в произвольной контактной точке;
- установлено влияние обобщающих параметров на эти показатели при линейном и точечном контакте рабочих поверхностей зубьев.

Практическая ценность: разработана инженерная методика проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах; разработана программа для определения на ЭВМ рациональных параметров цилиндро-конического зацепления, при которых обеспечиваются наилучшие геометро-кинематические показатели при заданном критерии работоспособности; даны рекомендации по назначению рациональных параметров зацепления незвольвентной цилиндро-конической передачи планетарного редуктора для механизмов углового поворота объектов космической техники, позволяющие повысить износостойкость рабочих поверхностей зубьев.

На защиту выносятся:

- методология проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах;
- зависимости для определения приведенного радиуса кривизны и касательных контактных скоростей в произвольной точке контакта неэвольвентных цилиндро-конических передач при произвольном расположении осей колес;
- программа для определения рациональных параметров неэвольвентного цилиндро-конического зацепления, при которых достигаются наилучшие геометро-кинематические показатели при заданном критерии работоспособности;
- инженерная методика проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах;
- рекомендации по назначению рациональных параметров зацепления неэвольвентной цилиндро-конической передачи планетарного редуктора привода углового разворота солнечных батарей, позволяющие повысить износостойкость рабочих поверхностей зубьев.

Реализация работы

Методика рационального проектирования цилиндро-конических зубчатых передач внедрена на предприятии ЦСКБ Российского космического агентства (г.Самара) при проектировании планетарных редукторов для приводов механизмов углового поворота повышенного ресурса.

Работа выполнена в рамках инновационной программы Минобразования РФ “Прогрессивные зубчатые передачи”.

Апробация работы

Основные положения работы докладывались на:

- научно-технических конференциях ЧГТУ, 1995-1998; ЮУрГУ, 1999;
- международном симпозиуме “Теория реальных передач зацеплением”, Курган, 1997;
- международной конференции “Теория и практика зубчатых передач”, Ижевск, 1998;
- на объединенном семинаре кафедр ТМ и ТМСИ Златоустовского филиала ЮУрГУ, 1999.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 10 работ.

Структура и объем работы. Диссертационная работа состоит из введения, пяти разделов основного текста, выводов к каждому разделу и заключения, изложенных на 100 страницах, иллюстраций на 35 страницах, содержит 5 таблиц, список литературы из 100 наименований и приложений, включающих акт внедрения и распечатку программы расчета передач. Общий объем работы 160 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первом разделе (введении) обоснована актуальность темы диссертационной работы, показана ее научная новизна и практическая ценность, сформулированы положения, выносимые на защиту.

Во втором разделе выполнен анализ способов образования цилиндро-конических зубчатых передач, факторов, влияющих на нагрузочную способность зацепления, и способов ее повышения.

Несущая способность зацепления цилиндро-конических передач в значительной степени зависит от формы контактирующих поверхностей зубьев, характера их контакта и возможностей его регулирования, а, следовательно, от способа образования передачи. Эвольвентные цилиндро-конические передачи образуются на базе производящей рейки, а неэвольвентные – на базе производящего колеса. Производящим колесом, по определению Я.С.Давыдова, называется геометро-кинематический образ, который реализуется в станочном зацеплении движениями режущих кромок инструмента. Производящая рейка является частным случаем производящего колеса с числом зубьев, стремящимся к бесконечности.

Характер контакта в эвольвентных цилиндро-конических передачах в общем случае точечный. Возможности управления характером контакта на стадии проектирования таких передач весьма ограничены, а линейный контакт возможен только в передачах на скрещивающихся осях при определенном выборе углов наклона зубьев и работе одной стороной зуба.

В неэвольвентных передачах можно получить любую необходимую степень локализации контакта за счет соответствующего выбора разности чисел зубьев цилиндрического колеса передачи и производящего колеса, а если эта разность равна нулю, то в зацеплении будет иметь место линейный контакт рабочих поверхностей.

Исследованию геометрии, кинематики и нагруженности контакта эвольвентных цилиндро-конических передач посвящены работы В.И.Безрукова, Б.А.Лопатина, Д.Н.Казарцева, В.И.Глаза и других исследователей, неэвольвентных цилиндро-конических передач внешнего зацепления – работы Я.С.Давыдова, Ф.Л.Литвина и Л.Я.Либуркина, прямозубой неэвольвентной планетарной передачи с наклонными сателлитами – работы Р.И.Зайнетдинова, Б.А.Лопатина, Д.Б.Лопатина.

В этих работах установлено, что на несущую способность зацепления цилиндро-конических передач в значительной степени влияют его геометро-кинематические показатели: коэффициент перекрытия, угол между главными нормальными сечениями и приведенный радиус кривизны контактирующих

поверхностей зубьев, составляющие скоростей качения и скорости скольжения по осям пятна мгновенного контакта, коэффициенты скольжения.

На практике обычно стараются улучшить те показатели, которые определяют работоспособность передачи в конкретных условиях.

В частности, одним из путей уменьшения интенсивности износа зубьев передач, основным критерием работоспособности которых является износостойкость в условиях масляного голодаания, может быть выравнивание и минимизация максимальных коэффициентов скольжения в крайних точках зацепления. Такой способ использован в работе Д.Б.Лопатина для повышения ресурса и надежности планетарных редукторов приводов следящих систем космической техники, построенных на базе неэвольвентной цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления.

Во всех указанных работах проектирование цилиндро-конических передач выполняется традиционным методом на базе стандартного исходного производящего контура.

Вместе с тем в работах Э.Б.Вулгакова доказано, что даже у обычной эвольвентной цилиндрической передачи “есть большие резервы повышения несущей способности, ресурса и надежности средствами геометрии зубчатого зацепления” с использованием обобщающих параметров. В этом случае анализ зацепления выполняется при свободном выборе пары независимых переменных в пределах обобщенной области его существования, не привязанной к конкретному производящему контуру, с целью достижения наилучших геометро-кинематических показателей при заданном критерии работоспособности передачи.

В неэвольвентных цилиндро-конических передачах, которые относятся к зубчатым изделиям сложной конфигурации, имеются гораздо более широкие возможности повышения несущей способности зацепления за счет изменения формы и кривизны неэвольвентной поверхности.

Для создания надежных и долговечных передач с высокой нагрузочной способностью, очевидно, необходимо стремиться к некоторому рациональному сочетанию формы контактирующих поверхностей, параметров зацепления и параметров производящего контура. Это и определило цель и задачи настоящей работы.

Третий раздел посвящен решению следующих задач:

– разработке методологии проектирования цилиндро-конических передач в обобщающих параметрах, получению уравнений граничных линий обобщенной области существования цилиндро-конического зацепления;

- получению расчетных зависимостей для анализа формы зубцов (зубьев без переходных кривых) неэвольвентных конических колес и их контактных линий, главных кривизн и положений главных нормальных сечений;
- получению расчетных зависимостей для анализа скоростной картины в контакте сопряженных поверхностей зубцов неэвольвентных цилиндро-конических передач и их коэффициентов скольжения в произвольной контактной точке.

Методология проектирования передач в обобщающих параметрах включает в себя 4 этапа:

- 1) определение области допустимых значений обобщающих параметров (обобщенной области существования сопряженного зацепления);
- 2) анализ геометро-кинематических показателей зацепления с целью выбора его рациональных параметров в зависимости от конкретных требований, предъявляемых к передаче и условий ее работы;
- 3) определение геометрических параметров производящего контура инструмента;
- 4) расчет основных геометрических параметров и прочностной расчет передачи.

Особенности методологии проектирования рассматриваемых передач в обобщающих параметрах определяются особенностями неэвольвентного цилиндро-конического зацепления.

Цикл зацепления как неэвольвентных, так и эвольвентных цилиндро-конических передач при выбранном значении угла наклона линии зуба цилиндрического колеса на основном цилиндре β_b полностью определяется текущими и экстремальными значениями независимых переменных: торцового угла зацепления α_{tw} и угла профиля эвольвенты α_y .

В неэвольвентных передачах за период цикла зацепления угол α_{tw} непрерывно изменяется, а в эвольвентных передачах $\alpha_{tw} = \text{const}$. В неэвольвентных передачах параметры α_{tw} и α_y определяют линейчатую поверхность зацепления, а в эвольвентных передачах – плоскость. Поэтому эвольвентные передачи можно рассматривать как частный случай неэвольвентных передач.

Направление образующих поверхности зацепления определяется углом β_b . Радиус основной окружности r_b играет роль масштабного фактора передачи.

Независимые переменные α_{tw} и α_y полностью определяют относительную геометрию рабочих поверхностей цилиндро-конических передач, а их экстремальные за период цикла зацепления значения $\alpha_{tw\max}$, $\alpha_{tw\min}$, $\alpha_{y\max}$ и $\alpha_{y\min}$ – относительные размеры этих поверхностей, тип передачи, ее нагружочные и качественные показатели. Поэтому параметры α_{tw} и α_y могут быть выбраны в

качестве основных обобщающих параметров цилиндро-конического зацепления.

Уравнения эвольвентной поверхности в обобщающих параметрах имеют следующий вид:

$$\begin{aligned}x &= r_b \cos \alpha_{tw} + l_b \sin \alpha_{tw}; \\y &= r_b \sin \alpha_{tw} - l_b \cos \alpha_{tw},\end{aligned}\quad (1)$$

где $l_b = r_b \operatorname{tg} \alpha_y - w \operatorname{tg} \beta_b$; x, y, w – координаты произвольной точки контакта в неподвижной системе координат (см. рис.1), ось w которой совпадает с геометрической осью производящего колеса.

Здесь и ниже для левой стороны зубца (при $\beta_w \neq 0$), если смотреть из конца оси w (рис.1), знаки перед α_{tw} , α_y и w нужно изменить на противоположные.

Исходным звеном при проектировании цилиндро-конической передачи является эвольвентное цилиндрическое колесо. Положение конического колеса в неподвижной системе координат исходного звена определяется обобщающими параметрами δ_w и γ_w .

На рис.1 представлена исходная схема проектируемых передач – схема цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления на скрещивающихся осях.

Схемы цилиндро-конических передач внешнего зацепления на скрещивающихся осях и схемы передач внутреннего и внешнего зацепления на пересекающихся осях рассматриваются как модификации исходной схемы. Для того чтобы расчетные формулы, полученные в работе на базе исходной схемы, можно было использовать при проектировании модифицированных передач, в этих формулах достаточно изменить знаки перед некоторыми членами на противоположные.

Проектирование передач направлено на выбор рациональных параметров поверхности зацепления при известном критерии работоспособности передачи. Так как поверхность зацепления эвольвентных передач рассматривается как частный случай поверхности зацепления неэвольвентных передач, то полученные в работе формулы имеют общий характер.

При точечном контакте в неэвольвентной цилиндро-конической передаче разность чисел зубьев цилиндрического колеса передачи и производящего колеса $z_{d20} \neq 0$, при линейном контакте $z_{d20} = 0$.

Для получения уравнений неэвольвентной поверхности уравнения (1) переписываются в систему координат, связанную с коническим колесом, и к ним присоединяется уравнение цилиндро-конического зацепления, полученное из условия перпендикулярности орта общей нормали к сопряженным поверхностям зубцов и вектора скорости их относительного движения.

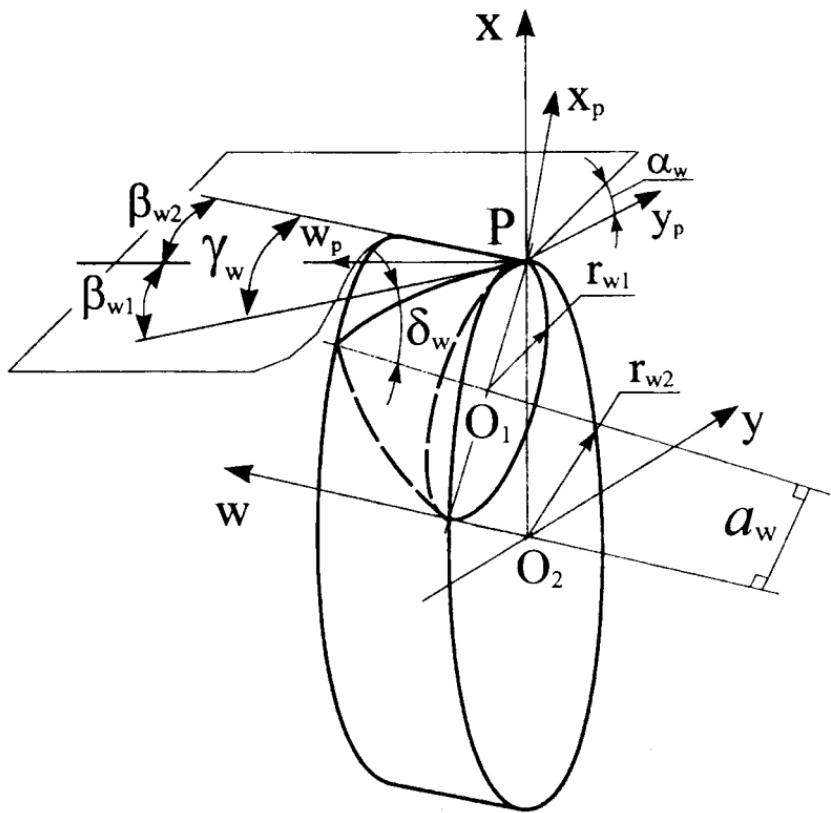


Рис.1. Схема цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления на скрещивающихся осях (исходная)

Уравнение зацепления после преобразований приводится к следующему виду:

$$w_2 = p_2 v_{y2} \sin^2 \beta_{b2} + \{ r_{b2} [(\cos \delta_w \cos \gamma_w - i_{21}) - A_\alpha \operatorname{tg} \beta_{b2}] - (r_{w2} \cos \delta_w - r_{w1}) (\cos \gamma_w \cos \alpha_{tw} + \sin \gamma_w \operatorname{tg} \beta_{b2}) \} \cos^2 \beta_{b2} / B_\alpha . \quad (2)$$

Здесь $\gamma_w = \beta_{w2} - \beta_{w1}$; β_{w2} и β_{w1} – углы, определяющие положение касательных к образующим начальных поверхностей передачи относительно общей касательной к линиям зубьев цилиндрического и конического колес (см. рис.1);

$p_2 = r_{b2} \operatorname{ctg} \beta_{b2}$ – винтовой параметр эвольвентной поверхности;

$v_{y2} = \operatorname{tg} \alpha_{y2}$ – угол развернутости эвольвенты;

$A_\alpha = \sin \delta_w \sin \alpha_{tw} - \cos \delta_w \sin \gamma_w \cos \alpha_{tw}$;

$B_\alpha = \sin \delta_w \cos \alpha_{tw} + \cos \delta_w \sin \gamma_w \sin \alpha_{tw}$;

r_{w2} , r_{w1} – радиусы начальных окружностей соответственно цилиндрического и конического колес; $i_{21} = \omega_2 / \omega_1$ – передаточное отношение; ω_2 и ω_1 – угловые скорости вращения колес.

В случае внешнего зацепления знаки перед i_{21} и r_{w1} нужно изменить на противоположные.

Расчеты показали, что профиль зубца неэвольвентного колеса в торцовом сечении является переменным и зависит от положения секущей плоскости относительно начального сечения.

В передачах внешнего зацепления боковая поверхность неэвольвентного зубца является выпукло-вогнутой, а в передачах внутреннего зацепления – выпуклой.

Для расчета геометрических характеристик контакта необходимо знать значения главных кривизн $\kappa_{I,II}$ и положения главных нормальных сечений (главных направлений I,II) боковых поверхностей зубцов. В разделе 3 получены аналитические зависимости для их определения в общем случае неэвольвентного зацепления.

Главные кривизны $\kappa_{I,II}^{(1)}$ боковых поверхностей зубцов и угол $\chi_I^{(1)}$ между главным направлением I, соответствующим меньшей главной кривизне $\kappa_I^{(1)}$, и общей касательной к линиям зубьев колес в точке Р (см. рис.1) могут быть найдены по следующим формулам:

$$\kappa_{I,II}^{(1)} = B_\alpha i_{10} \cos \beta_{b0} / \{ [x \cos \delta_w \sin \gamma_w - y \sin \delta_w - (r_{w0} \cos \delta_w - r_{w1}) \sin \gamma_w] i_{10} + (p_0 \sin^2 \beta_{b0} + C_\alpha \cos^2 \beta_{b0}) X_{I,II} - p_0 \sin^2 \beta_{b0} \}; \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \chi_I^{(1)} = [i_{10} A_\alpha \operatorname{tg} \beta_{b0} - (i_{10} \cos \delta_w \cos \gamma_w - X_I) / (B_\beta \cos^2 \beta_{w0}) - \operatorname{tg} \beta_{w0} \sin \alpha_{tw}] \cos \beta_{b0}, \quad (4)$$

где B_β , C_α – функции обобщающих параметров.

Индекс 0 относится к производящему колесу.

Значения $X_{I,II}$ определяются из квадратного уравнения

$$(p_0 \sin^2 \beta_{b0} + C_\alpha \cos^2 \beta_{b0}) i_{01} X^2 + [(p_0 \sin^2 \beta_{b0} + C_\alpha \cos^2 \beta_{b0}) (A_\alpha \operatorname{tg} \beta_{b0} - \cos \delta_w \cos \gamma_w) - p_0 i_{01} \sin^2 \beta_{b0} - r_{b0} A_\alpha - (r_{w0} \cos \delta_w - r_{w1}) \sin \gamma_w] X - (A_\alpha \operatorname{tg} \beta_{b0} - \cos \delta_w \cos \gamma_w) p_0 \sin^2 \beta_{b0} + r_{b0} A_\alpha = 0.$$

Большее значение $|X|$ соответствует главному направлению I.

Для определения кинематических характеристик контакта получены уравнения касательных контактных скоростей $\bar{V}_t^{(1)}$, $\bar{V}_t^{(2)}$ сопряженных поверхностей зубцов в произвольной точке контакта.

Выражения проекций вектора $\bar{V}_t^{(2)}$ определены дифференцированием уравнений (1), а выражения проекций вектора $\bar{V}_t^{(1)}$ – как суммы проекций вектора $\bar{V}_t^{(2)}$ и вектора скорости относительного движения $\bar{V}^{(21)}$.

Уравнения касательных контактных скоростей удобно записывать в системе координат, ось y_p , которой совпадает с общей нормалью к контактирующим поверхностям зубцов в расчетной точке, а оси x_p и w_p лежат в общей касательной плоскости к этим поверхностям (см. рис.1). Тогда значения кинематических характеристик контакта можно определить по следующим формулам:

$$\begin{aligned} V_{\Sigma b} &= [V_{txp}^{(1)} + V_{txp}^{(2)}] \sin \epsilon + [V_{twp}^{(1)} + V_{twp}^{(2)}] \cos \epsilon; \\ V_{\Sigma m} &= [V_{txp}^{(1)} + V_{txp}^{(2)}] \cos \epsilon - [V_{twp}^{(1)} + V_{twp}^{(2)}] \sin \epsilon; \\ V_{sb} &= [V_{txp}^{(1)} - V_{txp}^{(2)}] \sin \epsilon + [V_{twp}^{(1)} - V_{twp}^{(2)}] \cos \epsilon; \\ V_{sm} &= [V_{txp}^{(1)} - V_{txp}^{(2)}] \cos \epsilon - [V_{twp}^{(1)} - V_{twp}^{(2)}] \sin \epsilon, \end{aligned} \quad (5)$$

где ϵ – угол между большой осью эллипса пятна мгновенного контакта и координатной осью w_p ; $V_{txp}^{(1)}$, $V_{twp}^{(1)}$ и $V_{txp}^{(2)}$, $V_{twp}^{(2)}$ – соответственно составляющие касательных контактных скоростей $\bar{V}_t^{(1)}$ и $\bar{V}_t^{(2)}$ по осям x_p и w_p ; $V_{\Sigma b}$, $V_{\Sigma m}$ и V_{sb} , V_{sm} – соответственно составляющие суммарной скорости качения \bar{V}_{Σ} и скорости скольжения \bar{V}_s контактирующих поверхностей зубьев вдоль большой и малой осей эллипса пятна мгновенного контакта.

Обобщенную область существования зацепления (ООСЗ) неэвольвентной цилиндро-конической передачи целесообразно определять в координатах α_{tw} , α_y . Для расчета координат точек ее граничных линий (линий подреза, заострения и интерференции зубцов) получены необходимые уравнения.

Обобщенная область существования зацепления строится при заданной относительной толщине зубцов цилиндрического колеса на окружности вершин s_{a2} . Угол профиля эвольвенты на окружности заострения α_Δ выражается через угол профиля эвольвенты α_a и относительную толщину зубца s_a на окружности вершин.

На рис.2, в качестве примера, показана обобщенная область существования внутреннего зацепления прямозубой неэвольвентной цилиндро-конической передачи с параметрами: $i_{12} = 2$, $z_2 = 100$, $\Sigma = \delta_w = 10^\circ$, $s_{a2} = 0$.

Границные линии подреза 1 и заострения 2 пересекаются в точке G. При выбранном значении обобщающего параметра $\alpha_a \geq \alpha_G$ область выбора значений обобщающих параметров α_{p2} (угла профиля эвольвенты в нижней точке) и α_{tw} ограничивается прямой $\alpha_a = \text{const}$ и локальной кривой заострения S, вершина которой имеет координаты $\alpha_y = \alpha_{tw} = \alpha_\Delta$, а при $\alpha_a \leq \alpha_G$ – прямой $\alpha_a = \text{const}$, кривой S и линией 1.

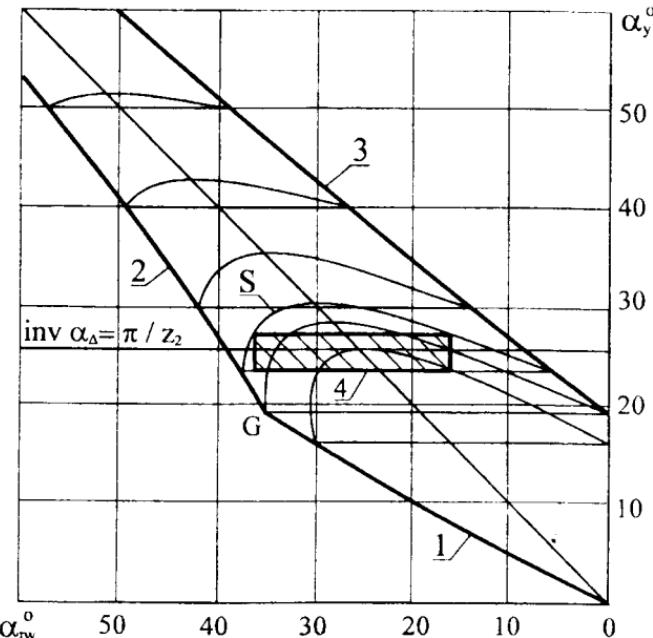


Рис.2. Обобщенная область существования внутреннего цилиндро-конического зацепления ($\Sigma = 10^\circ$, $i_{12} = 2$, $z_2 = 100$, $\beta_{w1,2} = 0$):

- 1 – граничная линия подрезания зубцов шестерни;
- 2,3 – граничные линии заострения зубцов шестерни при заостренных зубцах колеса ($s_{a2} = 0$);
- 4 – блокирующий контур, соответствующий производящему контуру долбяка с $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $z_{02} = 20$ при $x_2^* = 2$

Для сравнения обобщенная область существования зацепления совмещена с блокирующим контуром 4, соответствующим исходному производящему контуру долбяка с числом зубьев $z_{02} = 20$ и параметрами исходного контура по СТ СЭВ 308-76 ($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$) при коэффициенте смещения $x_2^* = 2$.

Значения параметров производящего реечного контура и производящего контура долбяка для нарезания эвольвентных колес внешнего и внутреннего зацепления с выбранными значениями параметров z_2 , s_{a2} , α_{a2} и α_{p2} определяются по формулам, полученным в работах Э.Б.Вулгакова.

Для расчета кратчайшего межосевого расстояния незвольвентных цилиндро-конических передач, смещений начальных сечений колес от точек пересечения межосевого перпендикуляра с их геометрическими осями при выбранных значениях обобщающих параметров используются те же формулы, что и для аналогичных эвольвентных передач, полученные в работах В.И.Безрукова.

В четвертом разделе проведено исследование влияния обобщающих параметров на геометро-кинематические показатели зацепления незвольвентных цилиндро-конических передач: коэффициент перекрытия ϵ_y , приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей зубьев в полюсе зацепления $r_{\text{пр}}$ (в долях радиуса основной окружности r_{b2}), размеры a и b полуосей эллипса пятна мгновенного контакта, суммарную скорость качения $V_{\Sigma M}$, составляющие скорости скольжения V_{s6} , V_{sm} и коэффициенты скольжения λ_1 и λ_2 в крайних точках зацепления.

В результате компьютерного анализа геометро-кинематических показателей зацепления незвольвентных цилиндро-конических передач установлено, что за счет изменения обобщающих параметров зацепления α_{iw} , α_y можно в широких пределах управлять коэффициентом перекрытия, приведенным радиусом кривизны, скоростями в контакте и коэффициентами скольжения зубьев.

Анализ результатов расчета коэффициента перекрытия показал, что в незвольвентных цилиндро-конических передачах внутреннего зацепления с малыми межосевыми углами ($\Sigma < 15^\circ$) при малой разности чисел зубьев $z_{d12} < 8$ и определенном сочетании параметров β_{w2} , z_2 и z_{d12} можно получить $\epsilon_y > 10$.

В пятом разделе получены расчетные зависимости для определения составляющих нормальной силы, действующей на зубчатый венец шестерни незвольвентной цилиндро-конической передачи, при произвольном расположении геометрических осей колес в пространстве.

Рассмотрены особенности расчета цилиндро-конических передач на контактную и изгибную прочность в обобщающих параметрах.

Анализ результатов расчета контактных напряжений в полюсе цилиндро-конического зацепления показал, что при прочих равных условиях за счет применения незвольвентных конических колес вместо эвольвентно-конических можно ожидать снижения контактных напряжений на 5%...35% в зависимости от выбора значений обобщающих параметров.

В шестом разделе приведена методика и описан алгоритм программы расчета на ЭВМ различных видов цилиндро-конических передач с различным характером контакта зубьев в обобщающих параметрах.

Методика включает в себя:

- расчет основных геометрических параметров передач;
- определение геометро-кинематических показателей несущей способности зацепления:

 - вычисление контактных и изгибных напряжений.

Программа позволяет определять рациональные значения параметров цилиндро-конического зацепления, при которых обеспечиваются наилучшие геометро-кинематические показатели при заданном критерии работоспособности.

Методика, в частности, использована для улучшения эксплуатационных характеристик планетарного редуктора привода углового разворота солнечных батарей (ПУРСБ). Привод работает при малых окружных скоростях с частыми пусками и остановками. Кроме того, к приводу предъявляются повышенные требования по люфтам, которые не должны превышать 5 угловых минут при моменте на выходном валу 5 Н · м. Поэтому основным критерием его работоспособности является износостойкость.

Для выяснения характера изменения величины износа зубьев незвольной конической шестерни редуктора по ширине зубчатого венца (с изменением угла зацепления) проведено экспериментальное исследование.

Испытания на изнашивание проводились на специально собранном стенде по разомкнутой схеме. Нагружение передачи осуществлялось порошковым тормозом типа ПТ – 2,5М1.

На стенде воспроизводилось зацепление редуктора с параметрами $\Sigma = 10^\circ$, $z_1 = 46$, $z_2 = 52$, $r_{b2} = 36,65$ мм (при $\alpha = 20^\circ$, $m = 1,5$ мм).

Колесо изготавливалось из стали 18Х2Н4ВА с последующей термообработкой (азотирование) до HRC 60, а шестерня для ускорения процесса изнашивания изготавливалась из алюминия.

Передача работала в течении 16 часов с моментом 3 Н · м со смазкой и в течении 1 часа с моментом 6 Н·м без смазки (для ускорения процесса изнашивания).

Величина износа профиля зуба в различных торцевых сечениях шестерни определялась методом слепков. Наиболее технологичным формовочным материалом для слепков оказалась эпоксидная смола. Слепок, копирующий форму впадины зубьев, сначала обрабатывался шлифовальным кругом до получения контрольного размера. Затем его приклеивали к пленке диапозитива и с помощью диапроектора получали увеличенное изображение профиля на бумаге. Перед фиксированием нового контура осуществлялось совмещение нерабочих участков профиля.

Износ оценивался по величине расстояния между профилями до и после изнашивания в направлении, перпендикулярном контуру неизношенного зуба. Оценка погрешности определения величины износа методом слепков показала, что для реального зуба она составляет $\sim 0,01$ мм.

Как видно из графиков (см. рис.3), характер изменения износа на головках и ножках зубьев шестерни по ширине зубчатого венца (с изменением угла зацепления) определяется характером изменения коэффициентов скольжения.

Полученные экспериментальные данные позволяют по расчетным значениям коэффициентов скольжения выполнять сравнительную оценку величины износа зубьев шестерни редуктора при различных значениях угла зацепления.

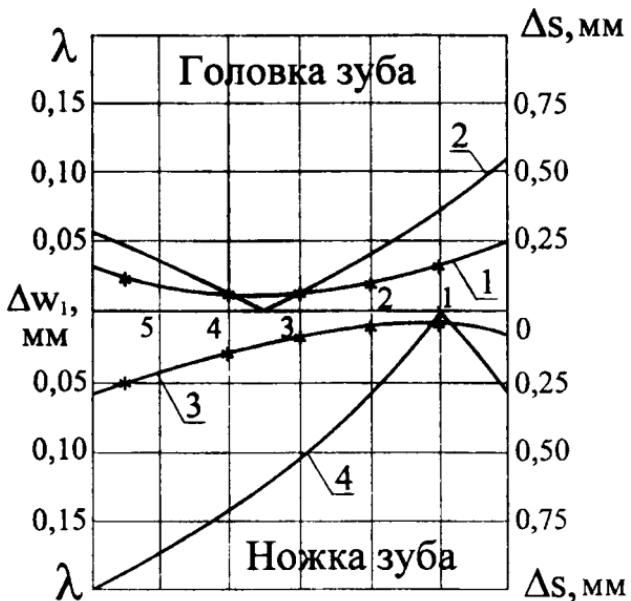


Рис.3. Изменение величины износа $\Delta s_{a,p1}$ и коэффициентов скольжения $\lambda_{a,p1}$ на головке и ножке зуба шестерни по ширине зубчатого венца в цилиндро-конической передаче внутреннего зацепления с $\Sigma = 10^\circ$, $z_1 = 46$, $z_2 = 52$, $\beta_{w1,2} = 0$, $r_{b2} = 36,65$ мм (при $\alpha = 20^\circ$, $m = 1,5$ мм):
 1 – Δs_{a1} ; 2 – λ_{a1} ; 3 – Δs_{p1} ; 4 – λ_{p1} ;
 * – экспериментальные данные

По разработанной методике рассчитан вариант зацепления, в котором по сравнению с вариантом, рассчитанным по традиционной методике на базе исходного производящего контура по ГОСТ 17355-81, при сохранении значения коэффициента перекрытия за счет выравнивания и минимизации коэффициентов скольжения λ_{p1} и λ_{p2} в крайних точках зацепления износостойкость рабочих поверхностей зубьев может быть повышенна на 25...30%.

Для реализации такого варианта зацепления рекомендуется применять производящий контур с углом профиля $\alpha = 28^\circ$ и коэффициентами высоты головки и ножки (в долях модуля зацепления) $h_a^* = h_p^* = 1,1$. Близкие качественные показатели можно получить при использовании производящего контура по ГОСТ Р50531-93 с $\alpha = 28^\circ$ и $h_a^* = h_p^* = 0,9$.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В ходе проведенных в работе исследований были получены следующие основные результаты:

1. Разработана методология проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах, позволяющая наиболее полно использовать теоретические возможности зацепления для улучшения его качественных показателей. Получены общие уравнения незвольвентной поверхности зубцов, а на их основе уравнения граничных линий обобщенной области существования незвольвентного зацепления. Получены зависимости для определения главных кривизн незвольвентной поверхности зубцов, положения ее главных нормальных сечений и касательных контактных скоростей, необходимые при расчете геометро-кинематических показателей контакта незвольвентных цилиндро-конических передач в произвольной контактной точке.

2. Установлено, что за счет изменения обобщающих параметров зацепления α_{tw} , α_y можно в широких пределах управлять коэффициентом перекрытия, приведенным радиусом кривизны, скоростями в контакте и коэффициентами скольжения зубьев. Показано, что в цилиндро-конических передачах внутреннего зацепления с малыми межосевыми углами ($\Sigma < 15^\circ$) при малой разности чисел зубьев $z_{d12} < 8$ и определенном выборе значений обобщающих параметров можно получить значения коэффициента перекрытия $\xi_r > 10$.

3. Получены зависимости для определения составляющих нормальной силы, действующей на зубчатый венец шестерни в незвольвентном цилиндро-коническом зацеплении при произвольном расположении осей колес.

4. Показано, что за счет применения незвольвентных конических колес вместо эвольвентно-конических можно получить снижение контактных напряжений в цилиндро-конической передаче на 5...35% в зависимости от выбора значений обобщающих параметров.

5. Разработана инженерная методика проектирования цилиндро-конических зубчатых передач в обобщающих параметрах, использование которой способствует улучшению эксплуатационных показателей приводов машин с такими передачами.

6. Разработана программа для определения рациональных параметров цилиндро-конического зацепления, при которых достигаются наилучшие геометро-кинематические показатели при заданном критерии работоспособности.

7. Получены экспериментальные данные о характере изменения износа зубьев шестерни незвольвентной цилиндро-конической передачи редуктора привода углового разворота солнечных батарей по ширине зубчатого венца. Даны рекомендации по назначению рациональных параметров зацеплений редуктора, позволяющие повысить их износостойкость на 25...30%.

Методика рационального проектирования цилиндро-конических зубчатых передач внедрена на предприятии ЦСКБ Российского космического агентства (г. Самара), что подтверждается соответствующим актом внедрения.

Основные результаты работы отражены в следующих публикациях:

1. Цуканов О.Н., Безруков В.И., Надеин В.С. Общий случай нарезания червячного колеса эвольвентной червячной фрезой // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 164. – Челябинск: ЧПИ, 1975. – С.9 – 20.
2. Цуканов О.Н., Надеин В.С. Кривизна поверхностей нелинейчатого червяка с элементами глобоидности, нарезанного дисковым коническим инструментом // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов №215. – Челябинск: ЧПИ, 1978. – С.54 – 59.
3. Цуканов О.Н., Лопатин Б.А. Цилиндро-коническая передача внутреннего зацепления с малым межосевым углом // Теория реальных передач зацеплением: Информационные материалы международного симпозиума. – Курган, 1997. – Ч.1. – С.45 – 48.
4. Цуканов О.Н., Лопатин Б.А. Цилиндро-коническая зубчатая передача внутреннего зацепления с локализованным контактом зубьев // Тематический сборник научных трудов. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С.95 – 102.
5. Цуканов О.Н., Лопатин Б.А. Способы формирования рабочих поверхностей зубчатых передач с малым межосевым углом // Передачи и трансмиссии. – 1998. – № 1. – С.38 – 49.
6. Цуканов О.Н., Зайнетдинов Р.И., Лопатин Б.А. Определение размера по шарикам шестерни цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления // Тематический сборник научных трудов. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С.110 – 116.
7. Цуканов О.Н., Лопатин Б.А., Казарцев Д.Б., Лопатин Д.Б. Применение зубчатых передач с малым межосевым углом в приводах машин // Теория и практика зубчатых передач: Труды международной конференции. – Ижевск, 1998. – С.288 – 293.
8. Цуканов О.Н., Лопатин Б.А. Метод рационального проектирования цилиндро-конических зубчатых передач // Дни науки – 99: Тезисы докладов научно-технической конференции. – Озерск, 1999. – С.10 – 11.
9. Цуканов О.Н., Лопатин Б.А. Метод проектирования цилиндро-конических зубчатых передач с улучшенными свойствами // Неоднородные конструкции в современной технике: Тезисы докладов научной конференции. – Миасс, 1999. – С.31.
10. Цуканов О.Н., Лопатин Б.А. Способ формирования рабочих поверхностей зубьев передачи внутреннего зацепления на пересекающихся осях // Неоднородные конструкции в современной технике: Тезисы докладов научной конференции. – Миасс, 1999. – С.32 – 35.



Цуканов Олег Николаевич

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЦИЛИНДРО-
КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ МЕТОДА
ПРОЕКТИРОВАНИЯ В ОБОБЩАЮЩИХ ПАРАМЕТРАХ

Специальность 05.02.02 – “Машиноведение и детали машин”

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Издательство Южно-Уральского государственного
университета

ЛР № 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 24.05.99. Формат
60×84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 1,16. Уч.- изд. л. 1.
Тираж 80 экз. Заказ 136/209.

УОП Издательства. 454080, г.Челябинск, пр. им. В.И.Ленина, 76