К771

УДК 621.833

На правах рукописи

Лопатин Борис Александрович

РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ ОСНОВ ПРОЕКТИРОВАНИЯ, ИЗГОТОВЛЕНИЯ И ИСПЫТАНИЯ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С МАЛЫМИ МЕЖОСЕВЫМИ УГЛАМИ

Специальности:
05.02.02 – «Машиноведение и детали машин»,
05.02.08 – «Технология машиностроения»

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
доктора технических наук

Челябинск 1999

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

Официальные оппоненты:

заслуженный деятель науки и техники РФ, д. т.н., профессор Айрапетов Э.Л.;
заслуженный деятель науки РФ, д.т.н., профессор Гольдфарб В.И.;
доктор технических наук, профессор Сызранцев В.Н.

Ведущее предприятие – ЦСКБ Российского космического агентства (г. Самара).

Защита состоится "____" _____ 1999 г., в _____ ч.
на заседании диссертационного совета Д064.35.02 Ижевского государственного технического университета по адресу:
426069, г. Ижевск, ул. Студенческая, 7, ИжГТУ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ИжГТУ.

Автореферат разослан "____" _____ 1999 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор Л.Т.Крекнин

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Зубчатые передачи являются составной частью многих приводов машин и механизмов. Во многих случаях именно зубчатые передачи определяют технические характеристики, массу, габариты привода в целом, его стоимость. Поэтому разработка новых типов зубчатых передач, технологии их изготовления способствует созданию зубчатых механизмов с улучшенными технико-экономическими показателями.

Работа посвящена исследованию цилиндро-конических зубчатых передач с малыми межосевыми углами (углы между осями колес не превышают $10\text{-}15^0$). Такие передачи могут преобразовывать вращательное движение между валами как с пересекающимися, так и перекрещивающимися осями колес, а в частном случае, при выполнении обеих колес коническими, вращение можно передавать и между параллельными осями. В ряде случаев использование в приводах машин таких передач позволяет решить проблему компоновки силового агрегата, получить компактные зубчатые механизмы, которые по своим эксплуатационным и технико-экономическим характеристикам значительно превосходят зубчатые механизмы, построенные на базе традиционных зубчатых зацеплений. Однако отсутствие методик проектирования, технологической и экспериментальной базы для изготовления, контроля и испытания таких передач сдерживает их практическое применение в технике.

Цель работы – решение комплексной проблемы проектирования, изготовления и испытания цилиндро-конических зубчатых передач с малыми межосевыми углами и создание на их основе зубчатых механизмов приводов различного назначения с улучшенными эксплуатационными характеристиками.

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

- разработаны математические модели зацеплений колес цилиндро-конических передач при различных способах образования рабочих поверхностей зубьев, вида производящих элементов и геометро-кинематических схем станочных зацеплений;
- на основе предложенных математических моделей зацеплений разработана геометрия и методика геометрического синтеза цилиндро-конических зубчатых передач при различном расположении осей колес в пространстве;

Обяз. экз. Южно-Уральский гос. университет НАУЧНАЯ БИБЛИОТЕКА

- получены расчетные зависимости для определения кинематических и нагрузочных характеристик в произвольной точке контакта и исследовано влияние на них геометрических параметров передач;
- рассмотрены способы и разработана технологическая оснастка для изготовления и контроля колес цилиндро-конических зубчатых передач;
- разработано экспериментальное оборудование для проведения испытаний различных видов цилиндро-конических зубчатых передач;
- проведены экспериментальные исследования нагрузочной способности цилиндро-конических передач, в условиях, соответствующих работе реальных механизмов в объектах предполагаемого использования;
- разработан комплекс алгоритмов и рабочих программ для ЭВМ проектирования цилиндро-конических зубчатых передач с требуемыми эксплуатационными характеристиками;
- на базе проведенных теоретических и экспериментальных исследований созданы рациональные конструкции приводов с цилиндро-коническими зубчатыми передачами различного назначения.

Методы исследования базируются на использовании аналитической геометрии, геометрической теории зацеплений, численных методах математического анализа, компьютерного моделирования, технологии машиностроения, прочностных расчетах деталей машин, на результатах экспериментов.

Научная новизна работы. Разработаны теоретические основы для расчета, проектирования, изготовления и испытания цилиндро-конических зубчатых передач при различных способах формообразования рабочих поверхностей зубьев и различных критериях отказа передач.

При этом:

- впервые выполнено обобщение методов образования рабочих поверхностей зубьев цилиндро-конических передач для различных ГКС станочных зацеплений и вида производящих элементов;
- разработаны математические модели зацеплений цилиндро-конических передач, необходимые для проведения геометрического расчета передач при различном расположении осей колес в пространстве,
- получены расчетные зависимости, необходимые для определения геометро-кинематических характеристик передач и оценки нагруженности зацеплений, выявлено влияние на эти характеристики геометрических параметров передач;

- на основе исследования математических моделей и компьютерного моделирования зацеплений установлено влияние геометрических параметров передач на характер контакта рабочих поверхностей зубьев, на кинематические характеристики контакта, его нагруженность;
- впервые создано экспериментальное оборудование (А.с. №№ 775649, 783619, 1173227) для испытания передач с различными межосевыми углами;
- впервые в мировой практике получены экспериментальные данные о нагрузочной способности цилиндро-конических зубчатых передач в широком диапазоне скоростей и нагрузок;
- предложены способы формообразования рабочих поверхностей зубьев колес, обеспечивающие требуемые геометро-кинематические и нагрузочные характеристики контакта в передачах;
- подтверждена целесообразность применения исследуемых передач в приводах машин на примерах создания новых конструкций приводов с цилиндро-коническими передачами.

Практическая ценность работы. На основе проведенных исследований геометрии, кинематики и нагруженности зацеплений создан комплекс программ проектирования цилиндро-конических зубчатых передач при различном расположении осей колес в пространстве; разработаны и реализованы технологические методы изготовления и контроля зубьев колес, обеспечивающие требуемые эксплуатационные характеристики передач; разработана и изготовлена экспериментальная база для испытания цилиндро-конических передач разной геометрии и различного назначения, разработаны и серийно изготовлены новые конструкции приводов с цилиндро-коническими передачами.

На защиту выносятся:

- синтез цилиндро-конических зубчатых передач при различных способах образования рабочих поверхностей зубьев;
- математическое описание и пакет прикладных программ для анализа геометро-кинематических характеристик, оценки нагруженности контакта цилиндро-конических зубчатых передач;
- методика проектирования различных типов цилиндро-конических передач;
- способы получения и контроля рабочих поверхностей зубьев колес передач, комплекс технологических решений для их реализации;
- оригинальная база для испытания цилиндро-конических передач при различном расположении осей колес в пространстве;

– рациональные конструкции приводов с цилиндро-коническими зубчатыми передачами.

Реализация полученных результатов

Методики проектирования цилиндро-конических передач внедрены на предприятиях:

– НПП "Машпроект" (г. Николаев) при проектировании высокоскоростных судовых редукторов, содержащих эвольвентные цилиндро-конические передачи;
– ЦСКБ Российского космического агентства (г Самара):
  а) при проектировании электромеханических приводов следящих систем повышенного ресурса, содержащих планетарные редукторы, построенные на основе цилиндро-конических передач внутреннего зацепления;
  б) при проектировании люфтовыбирающих зубчатых передач систем управления.

Технологическая оснастка, контрольное и экспериментальное оборудование внедрены на предприятиях:

– ПО "Заря" (г. Николаев)
  а) при изготовлении, контроле, испытаниях и доводке высокоскоростного У-го редуктора с цилиндро-конической зубчатой передачей;
  б) при создании систем нагружения стендов замкнутого контура для натуральных испытаний редукторов.
– Самарском заводе "Прогресс"
  а) при изготовлении и испытаниях люфтовыбирающих передач приводов систем управления;
  б) при изготовлении, контроле и испытаниях новых типов планетарных редукторов содержащих цилиндро-конические передачи.

Внедрения подтверждены соответствующие актами.

Апробация работы

Основные положения работы докладывались на:

– научно-технических конференциях ЧПИ, ЧГТУ, ЮУрГУ 1985 – 1998;
– втором съезде по ТММ, Одесса, 1982 ;
– научно-технической конференции «Совершенствование конструкций и технологии зубообработки передач зацепления», Ижевск, 1984 ;
– Всесоюзной научно-техиических конференции "Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин", Москва, 1986 ;

- Всесоюзной научно-технических конференции "Совершенствование конструкций и производства зубчатых передач", Свердловск, 1987 ;
- научно-техническом семинаре "Автоматизированное проектирование элементов трансмиссий", Ижевск, 1987;
- иаучно-техническом семинаре "САПР зубчатых передач и редукторов", Ижевск, 1989;
- республиканском семинаре "Автоматизированное проектирование передач и редукторов", Ижевск, 1989;
- республиканской научно-технической конференции "Совершенствование методов расчета, конструирования и зубообработки цилиндрических и конических зубчатых, спироидных, гипоидиых и червячных передач", Ижевск, 1989;
- пятом международном симпозиуме "Теория реальных передач зацепления", Курган, 1993;
- международном симпозиуме "Прогрессивные зубчатые передачи", Ижевск, 1994;
- международной конференции "Теория и практика зубчатых передач", Ижевск, 1996;
- шестом международном симпозиуме "Теория реальных передач зацепления", Курган, 1997;
- международной конференции "Теория и практика зубчатых передач", Ижевск, 1998.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 60 печатных работ, из них 10 авторских свидетельств и патентов на изобретение. Основные результаты работы получены в ходе выполнения НИР с предприятиями НПП «Машпроект», ПО «Заря» (г. Николаев), ЦСКБ Российского космического агентства, заводом «Прогресс» (г. Самара) и в рамках инновационной программы Минобразования РФ «Прогрессивные зубчатые передачи», программ, выполняемых по единому заказ-наряду Минобразования РФ в 1995 – 98 годах.

Структура и объем работы: Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, списка использованной литературы и приложения. Работа изложена иа 208 страницах машинописного текста, содержит 134 рисунка, 27 таблиц, приложения на 42 страницах, список литературы из 119 наименований. Общий объем работы 366 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе работы дано понятие о цилиидро-конических передачах с малыми межосевыми углами, показаны их преимущества перед другими зубчатыми передачами, обоснована актуальность, научная новизна и практическая ценность диссертационной работы, проведено обобщение возможных методов образования рабочих поверхностей зубьев цилиндро-конических передач для различных геометро-кинематических схем станочных зацеплений и вида производящих элементов.

На рис. 1 представлены схемы цилиндро-коиических передач с малыми межосевыми углами Σ внешнего зацепления (рис. 1 а, в) и их частные случаи (рис. 1 б, г). Подобные схемы могут быть реализованы и для передач внутреннего зацепления.

Одним из основных преимуществ цилиндро-конических передач с малыми межосевыми углами является возможность получения таких компоновочных схем приводов, которые не могут быть реализоваиы с помощью традиционных передач. Например, в передаче на скрещивающнхся осях удается при заданном межосевом угле произвольно располагать колеса по отношению к линии кратчайшего межосевого расстояния. Это дает возможность выполнить работоспособную передачу (в отличие от винтовой передачи) при сколь угодно малом межосевом расстоянии α_w, способствует умеиьшению габаритов всего силового агрегата (рис. 2). При использовании цилиндро-конической передачи на пересекающихся осях (см. рнс. 1, в) удается получить коническую передачу с малым межосевым углом Σ, которую реализовать из обычиых конических колес не удается из-за отсутствия технологического оборудования для изготовления колес с малым углом конусности. Применение цилиидро-конических передач способствует созданию оригииальных компактных приводов. Например, для сравнения на рис. 3, а приведена схема редуктора с раздвоением потока мощности, составленного из обычиых конических колес, а на рис. 3, б с применением цилиндро-коиических передач.

Применение внутреинего цилиндро-конического зацепления на пересекающихся осях в планетарных редукторах (рис. 4) позволяет существенно повысить их нагрузочную способность. В разделе приведены и другие примеры рационального применения цилиндро-конических передач в приводах различного назначения.

В зависимости от вида производящих элементов, геометро-кинематических схем станочных зацеплений коническое колесо цилиндро-

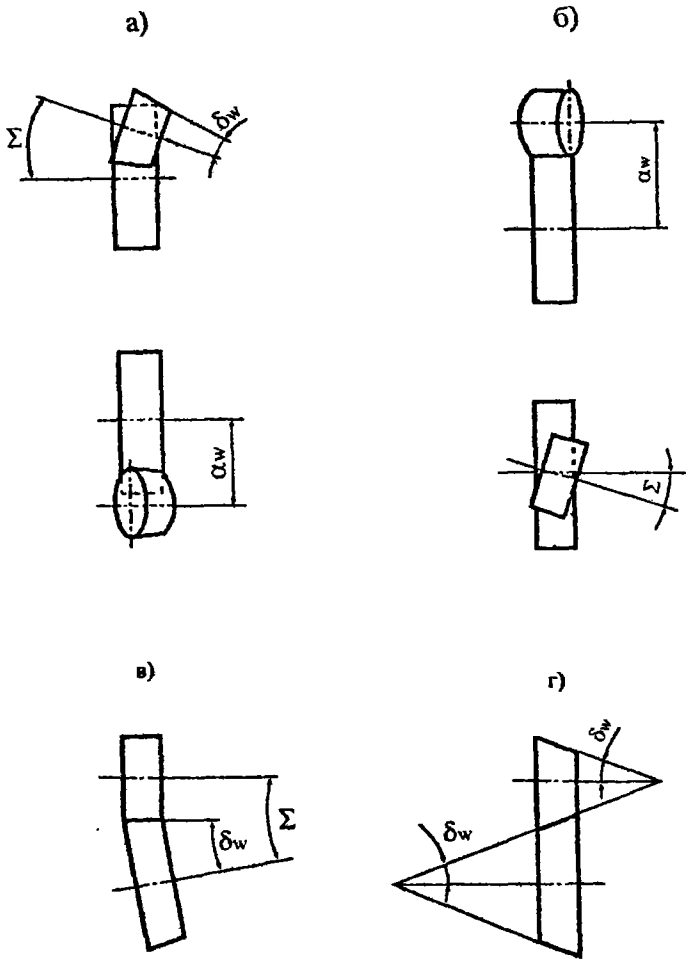


Рис. 1. Схемы цилиндро-конических передач с малыми межосевыми углами внешнего зацепления:

а) передача на скрещивающихся осях;

б) винтовая передача (частный случай при $\delta_w=0$);

в) передача на скрещивающихся осях;

г) передача из конических колес на параллельных осях (частный случай при $\Sigma=0$)

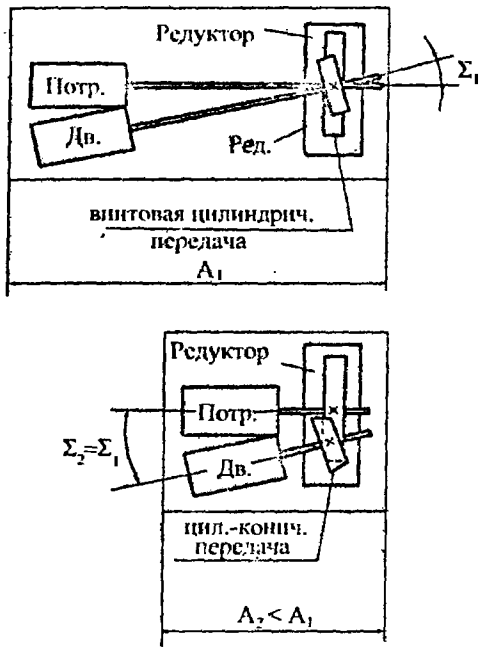


Рис. 2. Компоновочные преимущества цилиндро-конических передач

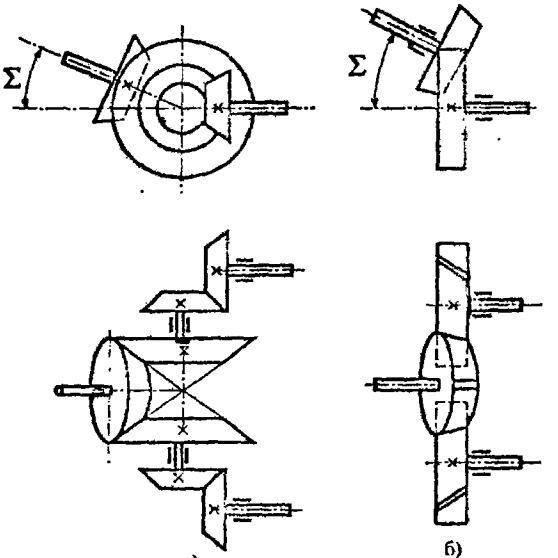


Рис. 3. Схема редуктора с раздвоением потока мощности
а) из конических колес;
б) с цилиндрической передачей

Виды цилиндро-конических передач с малыми межосевыми углами и характер контакта рабочих поверхностей зубьев

ПП		δ_0	ВВК	ВП	Передача на скрещивающихся осях $a_w \neq 0$		Передача на пересекающихся осях $a_w = 0$	
					Вид зацепления			
					Внешнее	Внутрен.	Внешнее	Внутрен.
ПНПП	ПР	0	ЭКК	ЭЦКП	ТК-ТК (ЛК-ТК)	–	ТК-ТК	–
	ПК		ЭЦК					
	ПР	0	ЭЦК	НЦКП	ТК-ТК (ЛК-ЛК)	–	ТК-ТК (ЛК-ЛК)	–
	ПК	≠0	НКК					
	ПК	0	ЭЦК	НЦКП	ТК-ТК (ЛК-ЛК)			
	ПК	≠0	НКК					
КПП	ПР	0	ЭКЦ	ЭЦКП	ТК-ТК (ЛК-ТК)	–	ТК-ТК	–
	ПР		ЭКК					
	ПК	0	ЭЦК	НЦКП	ТК-ТК (ЛК-ЛК)			
	ПК	≠0	НКК					

В таблице:

ПП – производящая пара; ПНПП – подвижная неконгруэнтная производящая пара; КПП – конгруэнтная производящая пара; ПР – производящая рейка; ПК – производящее колесо; ВВК – вид воспроизводимых колес; ЭЦК – эвольвентное цилиндрическое колесо; ЭКК – эвольвентно-коническое колесо; НКК – незвольвентное коническое колесо; ВП – вид передачи; ЭЦКП – эвольвентная цилиндро-коническая передача; НЦКП – незвольвентная цилиндро-коническая передача; ТК – точечный контакт; ЛК – линейный контакт.

Примечание. В скобках указан вид контакта, возможный в эвольвентных передачах только при определенном выборе углов наклона зубьев, а в незвольвентных передачах – в случае идентичности производящего колеса и цилиндрического колеса передачи.

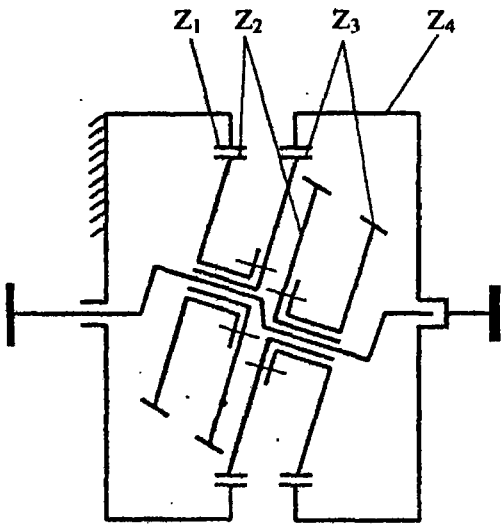


Рис. 4. Схема планетарного редуктора с цилиндро-коническим зацеплением

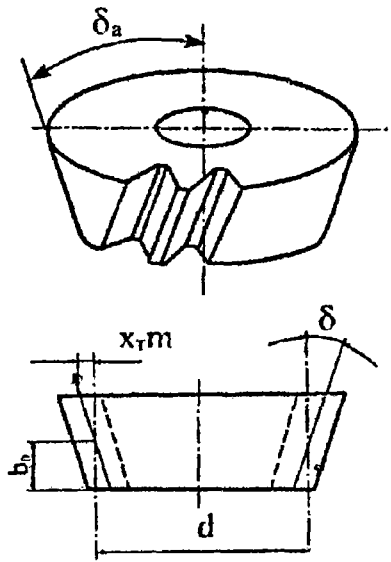


Рис. 5. Эвольвентно-коническое колесо

конической передачи может быть эвольвентным, либо неэвольвентным. В первом случае передача называется эвольвентной, а во втором случае – неэвольвентной. Для определения вида цилиндро-конической передачи с малым межосевым углом и характера контакта ее рабочих поверхностей на различных сторонах зубьев в зависимости от выбранной производящей пары и положения осей станочных зацеплений относительно осей нарезаемых колес результаты исследования представлены в таблице 1.

Во второй главе рассмотрена геометрия и кинематика контакта эвольвентных цилиндро-конических зубчатых передач. В этих передачах в качестве одного из колес используется эвольвентно-коническое колесо. В главе приведены основные понятия, дающие представления об эвольвентно-конических колесах и передачах, сформированных с ними. Рассмотрены передачи на скрещивающихся, пересекающихся и параллельных осях. Получены формулы геометрического расчета и зависимости для определения кинематических характеристик контакта в передачах. Разработаны алгоритмы и программы для расчета геометрии передач и вычисления кинематических характеристик контакта в зацеплении зубьев колес.

Вопросы геометрии эвольвентно-конических колес и передач составленных из них изложены в работах Х.Е.Меррита, Я.С.Давыдова, В.Ф.Манычева, В.И.Безрукова, В.А.Гавриленко и др. Наиболее полно эти вопросы изложены в работах В.И.Безрукова.

Эвольвентно-коническое колесо – это зубчатое колесо, делительная поверхность которого цилиндрическая, а начальная поверхность в станочном зацеплении коническая. В отличие от нарезания цилиндрического колеса, где средняя (делительная) плоскость производящей рейки параллельна оси нарезаемого колеса, при нарезании эвольвентно-конического колеса эта плоскость составляет с осью колеса некоторый угол § (угол конусности колеса). Эвольвентно-коническое колесо нарезается с переменным по его ширине смещением инструмента (рис. 5).

Вторым колесом эвольвентной цилиндро-конической передачи является обычное эвольвентное цилиндрическое колесо. Эвольвентные цилиндро-конические передачи можно сформировать при любом расположении осей колес в пространстве. Наиболее общий случай передачи - это передача на скрещивающихся осях, составленная из цилиндрического косозубого колеса и эвольвентно-конической шестерни (см. рис. 1, а). Начальные поверхности такой передачи приведены на рис. 6, а взаимное расположение колес - на рис. 7. В общем случае контакт рабочих поверхностей такой передачи точечный на

обеих сторонах зубьев. Однако, при определенном сочетании геометрических параметров возможно равенство нулю угла между линейчатыми образующими эвольвентных геликоидов колес, а, следовательно, получения теоретически линейного касания зубьев. Условие линейного контакта имеет вид

$$\operatorname{tg}\alpha_w \ \sin(\beta_{w1} + \beta_{w2}) = \operatorname{tg}\delta_w \ \cos\beta_{w1}. \qquad (1)$$

Осиовными геометрическими параметрами, определяющими габариты передачи, являются:

межосевой угол Σ

$$\cos\Sigma = \cos\delta_w \cos(\beta_{w_1} + \beta_{w_2}); \qquad (2)$$

кратчайшее межосевое расстояние

$$a_w = \left(\frac{r_{w_1}}{\cos\delta_w} + r_{w_2}\right) \cdot \frac{\sin(\beta_{w_1} + \beta_{w_2}) \cdot \cos\delta_w}{\sin\Sigma}; \qquad (3)$$

расстояния, определяющие положение колес в передаче:

$$l_{w_1} = \left(\frac{r_{w_1}\cos^2\Sigma}{\cos\delta_w} + r_{w_2}\right) \cdot \frac{\sin\delta_w}{\sin^2\Sigma}; \qquad (4)$$

$$l_{w_2} = \left(\frac{r_{w_1}}{\cos\delta_w} + r_{w_2}\right) \cdot \frac{\sin\delta_w \cos\Sigma}{\sin^2\Sigma}. \qquad (5)$$

Если в цилиндро-конической передаче на скрещиваюшихся осях обеспечивается такое взаимное расположение начальных поверхностей, при котором их образующие в начальной плоскости передачи совпадают между собой (см. рис. 6), то передача вырождается в передачу между пересекающимися осями (см. рис. 1, в). Очевидным условием образования конической передачи является соблюдение равеиств:

$$\beta_{w_1} = -\beta_{w_2}; \delta_{w_1} = \Sigma. \qquad (6)$$

В передачах между перееекающимися осями контакт рабочих поверхностей зубьев точечный и степень локализации возрастает с увеличением межосевого угла Σ. Поэтому в силовых приводах целесообразно применять такие передачи, только при малых межосевых углах. Вследствие точечности контакта передачи мало чувстаительны к погрешностям монтажа и изготовлеиия.

Из эвольвентных конических колес может быть сформирована передача между параллельными осями. При этом колеса, установленные вершинами конусов навстречу друг другу, должиы иметь одинаковые углы конусности

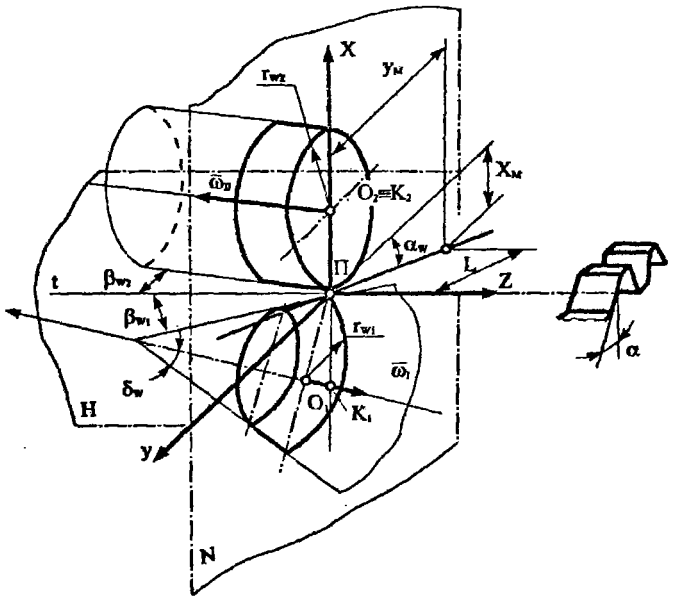


Рис. 6. Начальные поверхности эвольвентной цилиндро-коинческой передачи

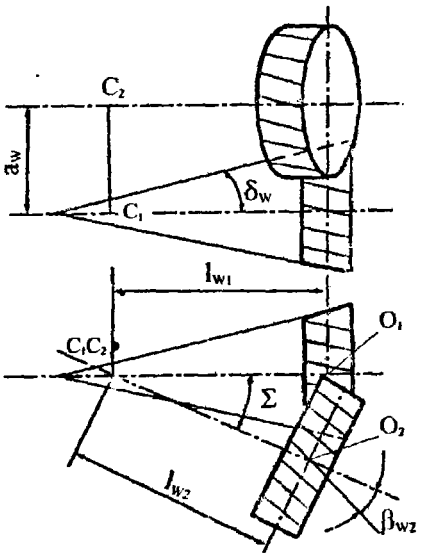


Рис. 7. Расположение колёс в передаче

$\delta_1=\delta_2=\delta$ и равные по величине, но противоположные по знаку углы наклона линии зуба инструмента $\beta_1=-\beta_2$ (см. рис. 1, г).

Боковые поверхности зубьев колес такой передачи являются эвольвентными геликоидами, имеющими равные по величине и противоположные по знаку углы наклона винтовых линий на основных цилиндрах. Подобно тому, как это имеет место в передачах с цилиндрическими косозубыми колесами, рассматриваемые передачи имеют линейный контакт зубьев – зубья соприкасаются вдоль общей линейчатой образующей эвольвентных геликоидов.

Возможность регулирования бокового зазора в передаче с эвольвентно-коническими колесами на параллельных осях (за счет осевого сдвига колес) позволяет легко обеспечить требуемую величину бокового зазора или сформировать беззазорную передачу, что бывает весьма важно для кинематических цепей, к которым предъявляются высокие требования в отношении точности отработки угла поворота.

Величина осевого сдвига колес $h_{сдв}$ связана с изменением величины бокового зазора в передаче (измеряемого по дуге делительной окружности) зависимостью

$$\Delta S_t = 2\frac{h_{сдв}\,\mathrm{tg}\alpha\,\sin\delta}{\cos\beta}. \qquad (7)$$

В этой главе, опираясь на геометрическую теорию эвольвентно-конических передач, разработанную В.И.Безруковым получены расчетные зависимости для проведения геометрического расчета цилиндро-конических передач при различных вариантах исходных данных и разных требований, предъявляемых к передачам. Программа геометрического расчета входит составной частью в общую программу проектирования цилиндро-конических передач, блок-схема которой представлена на рис. 8.

Для оценки условий трения в контакте зубьев с использованием методов аналитической геометрии и теории зацепления, получены расчетные зависимости для определения основных кинематических характеристик контакта: скоростей скольжения зубьев, коэффициентов скольжения. При локализованном контакте они определяются в зависимости от положения точки контакта на линии зацепления (т. М, рис. 6), а для передач с линейным контактом – в зависимости от положения точки в поле зацепления. Полученные зависимости позволяют проанализировать изменения кинематических характеристик в цикле зацепления и выявить точку, где условия трения в кинематическом отношении наиболее неблагоприятные. Разработан алгоритм и рабочая программа для вы-

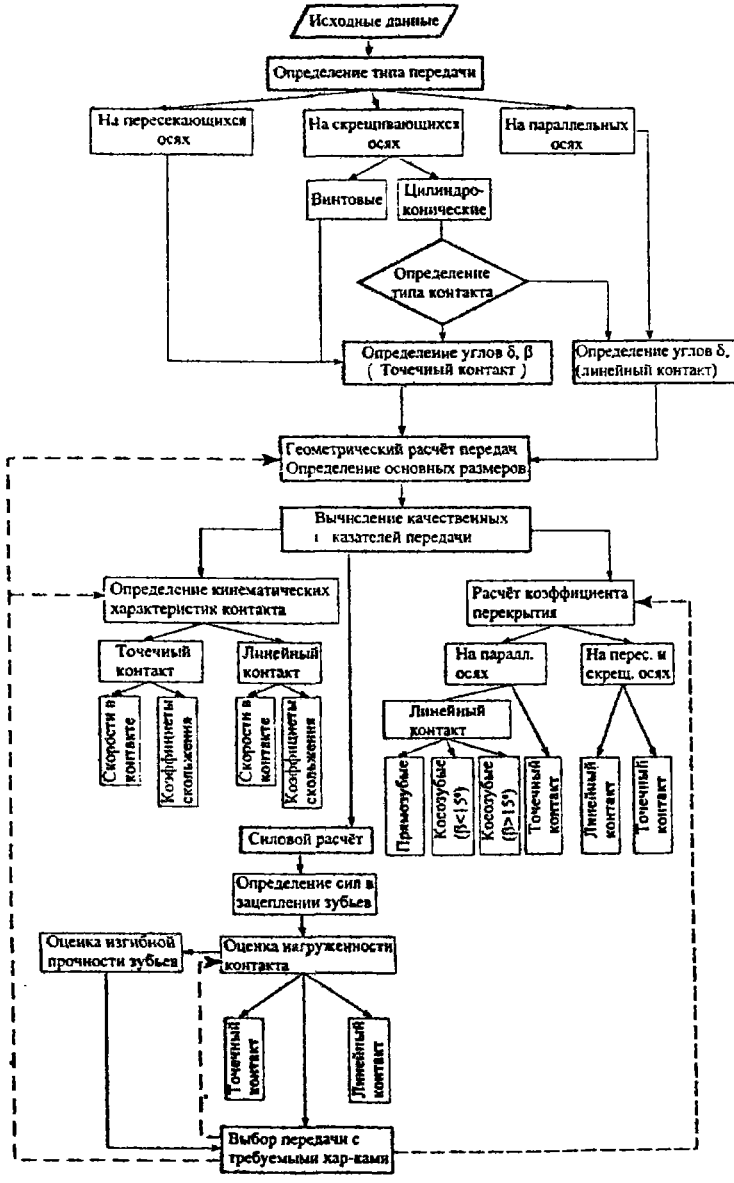


Рис. 8. Блок-схема проектирования цилиндро-конических зубчатых передач

числения кинематических характеристик контакта в произвольной точке касания рабочих поверхностей зубьев.

Третья глава посвящена аналитическому исследованию геометрии неэвольвентных цилиндро-конических зубчатых передач и кинематике контакта рабочих поверхностей зубьев.

Геометрия неэвольвентных передач внешнего зацепления подробно рассмотрена в работах Я.С.Давыдова, Л.Я.Либуркина. В этих исследованиях в качестве производящего колеса в станочном зацеплении использовалась эвольвентное цилиндрическое колесо. При этом в станочном зацеплении ось зацепления непараллельна оси нарезаемого конического колеса. Я.С.Давыдовым указывалось на возможность использования в качестве производящего колеса – колеса с внутренними зубьями. Однако, в связи с отсутствием инструмента, осуществляющего такое производящее колесо (долбяков с внутренними зубьями) вопросы формирования таких передач им не исследовались. В работах В.И. Безрукова, Р.И.Зайнетдинова подтверждена возможность применения такого зацепления на практике. Целесообразность применения внутреннего цилиндро-конического зацепления наглядно подтверждается применением таких зацеплений в планетарных редукторах с наклонными сателлитами (патент на изобр. № 2101588). В таких редукторах удается при малой разности чисел зубьев центральных колес и сателлитов расположить симметрично два сателлита (см. рис.4), что существенно увеличивает нагрузочную способность редукторов.

Планетарные редукторы с наклонными сателлитами по кинематическим и нагрузочным характеристикам практически соответствует волновым передачам, но обладают большей надежностью и долговечностью за счет отсутствия гибких элементов и мелкомодульных зацеплений. Кроме того, наклонное расположение сателлитов позволяет регулировать зазоры в зацеплении, что является важным для кинематически точных приводов. Указанные достоинства предопределили целесообразность применения таких редукторов в приводах следящих систем космической техники.

В связи с этим, в данном разделе приведено исследование геометрии и кинематики цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления, состоящей из цилиндрического колеса с внутренними зубьями и конической неэвольвентной шестерни. Причем, эти вопросы рассмотрены применительно к использованию передач в планетарных редукторах с наклонными сателлитами. Сложность аппарата геометрического расчета неэвольвентных цилиндро-конических передач заключается в том, что основные геометрические зависимости могут быть решены только численными методами с помощью ЭВМ.

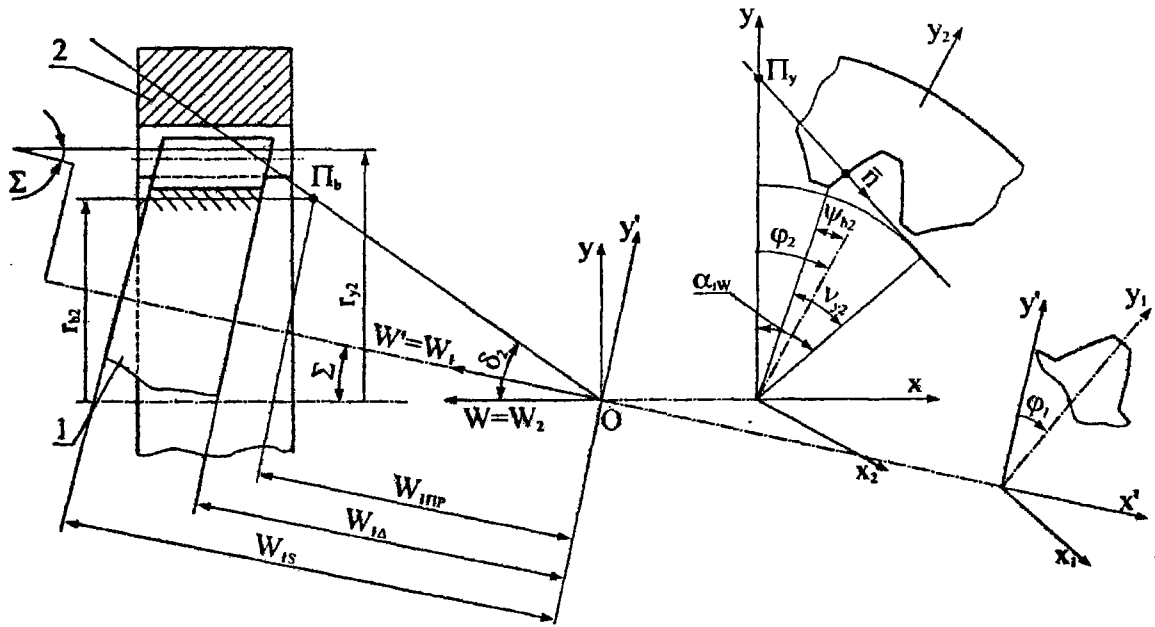


Рис. 9. Зацепление производящего колеса 2 и наклонной шестерни 1

На основании рассмотрения станочного зацепления (рис. 9), где производящим колесом является эвольвентное прямозубое колесо с внутренними зубьями, уравнения боковой поверхности неэвольвентной конической шестерни в подвижной системе координат $X_1Y_1W_1$ имеют вид

$$X_1 = r_{b2}\left[\cos\varphi_1\left(\sin\alpha_{tw} - \nu_{y2}\cos\alpha_{tw}\right) - \sin\varphi_1\cos\Sigma\left(\cos\alpha_{tw} + \nu_{y2}\sin\alpha_{tw}\right)\right] + u\sin\varphi_1\sin\Sigma; \quad \text{(а)}$$

$$Y_1 = r_{b2}\left[\sin\varphi_1\left(\sin\alpha_{tw} - \nu_{y2}\cos\alpha_{tw}\right) + \cos\varphi_1\cos\Sigma\left(\cos\alpha_{tw} + \nu_{y2}\sin\alpha_{tw}\right)\right] - u\cos\varphi_1\sin\Sigma; \quad \text{(б)}$$

$$W_1 = r_{b2}\sin\Sigma\left(\cos\alpha_{tw} + \nu_{y2}\sin\alpha_{tw}\right) + u\cos\Sigma; \quad \text{(в)}$$

$$\cos\alpha_{tw} = \cos\left(\nu_{y2} - \psi_{b2} - \varphi_2\right) = \frac{r_{b2}}{u \cdot \mathrm{tg}\delta_2}; \quad \text{(г)}$$

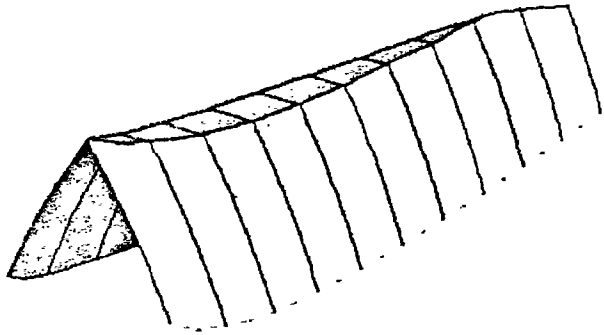
$$\varphi_2 = \varphi_1 \cdot i_{21}. \quad \text{(8,д)}$$

Здесь Σ – межосевой угол, α_{tw} – угол зацепления в торцовом сечении колеса, φ_1, φ_2 – углы поворота шестерни и колеса, u – текущее значение аппликаты торцового сечения колеса.

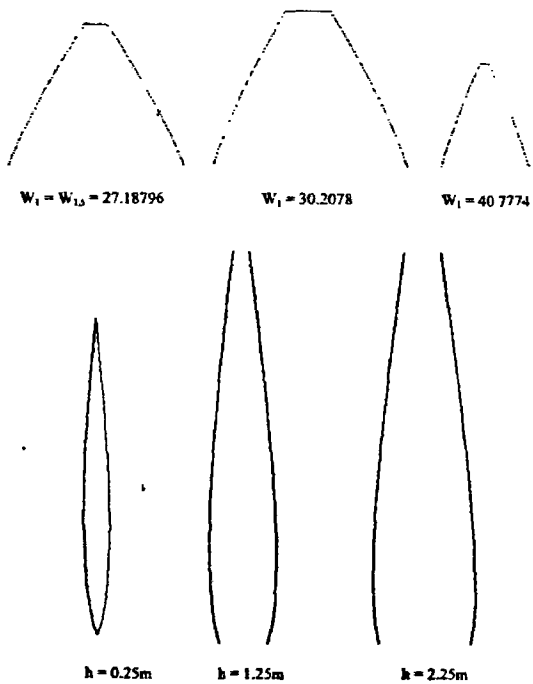
В результате компьютерного моделирования процесса формообразования зубьев наклонной шестерни установлено, что зуб шестерни имеет бочкообразную форму. В качестве примера на рис. 10, а показана форма зуба в изометрии, а на рис. 10, б – его продольные и поперечные сечения для одного из вариантов передачи.

Теоретически точная боковая поверхность неэвольвентной шестерни может быть образована долбяком с внутренними зубьями или шевером. При этом геометрия инструмента (для обеспечения линейного контакта) должна быть идентична геометрии производящего колеса. В работе показано, что в ряде случаев с достаточной для практики точностью изготовление неэвольвентной шестерни с приближенным профилем зубьев можно осуществить режущим инструментом реечного типа, перемещая инструмент вдоль оси заготовки по определенному закону. При расчете координат точек кривой перемещения инструмента используется математический аппарат эвольвентно-конического зацепления, принимая при расчетах угол наклона инструмента δ_0 переменным в каждом сечении.

Для успешного проектирования внутреннего цилиндро-конического зацепления была разработана методика определения области его существования, учитывающая особенности геометрии передачи. Методика реализована в программе расчета на ЭВМ . В качестве примера на рис. 11 представлена область существования одной из передач в координатах: межосевой угол Σ, коэффици-



а)



б)

Рис. 10. Зуб шестерни внутренней цилиндро-конической передачи (параметры передачи: $z_1 = 46$; $z_2 = 52$; $x_2 = 2{,}0$; $m = 1{,}5$; $\Sigma = 10°$): *а) форма зуба; б) сечения зуба для различных значений W_i и h – расстояния от поверхности впадин колеса*

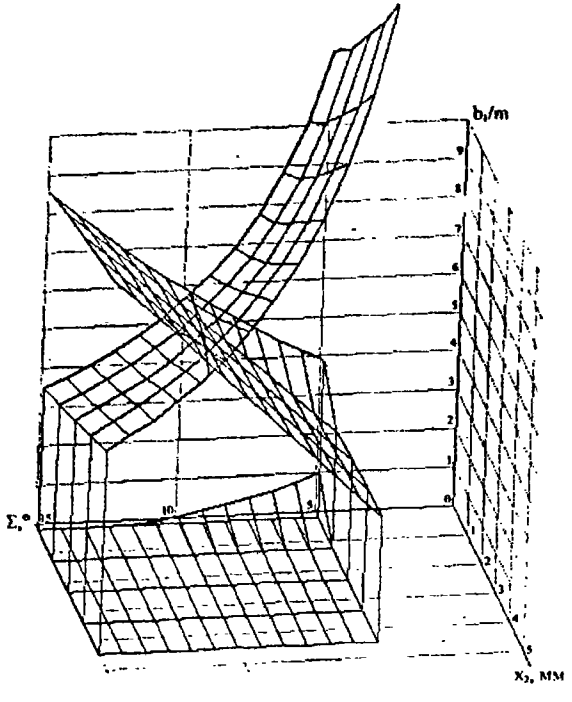


Рис. 11. Область существования передачи
($z_2 = 52$, $z_1 = 46$)

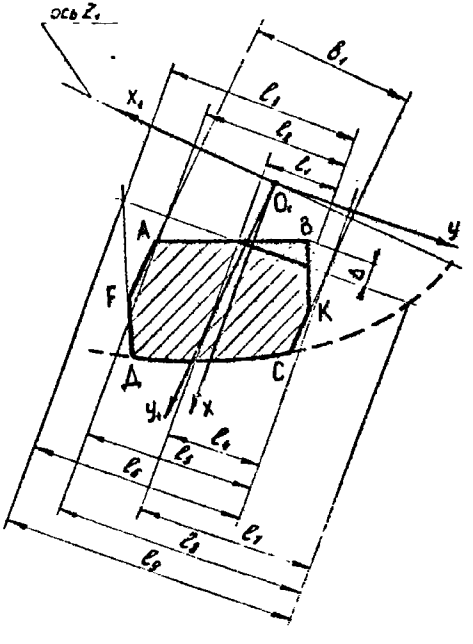


Рис. 12. Поле зацепления

ент смещения колеса x_2 и ширина сателлита b_1 (в долях модуля). Таким образом, имея область существования можно на стадии проектирования определить диапазон изменения геометрических параметров, влияющих, в конечном счете, на эксплуатационные характеристики передачи.

Для оценки условий трения в зоне контакта, а, следовательно, износостойкости зубьев колес были получены расчетные зависимости для определения скоростей скольжения профилей зубьев и коэффициентов скольжения в произвольной точке контакта. Для проектирования зацеплений с требуемыми кинематическими характеристиками разработана программа расчета кинематических характеристик для произвольной точки касания рабочих поверхностей зубьев. Таким образом, в данном разделе получены все необходимые зависимости для расчета геометрии цилиндро-конических передач внутреннего зацепления, определены диапазоны изменения основных геометрических параметров передач, получены расчетные формулы для оценки кинематических характеристик в произвольной точке касания зубьев.

В главе 4 изложены вопросы, касающиеся определения усилий в зацеплениях колес цилиндро-конических передач, оценки нагруженности зацеплений при различном характере контакта рабочих поверхностей зубьев, рассмотрены особенности расчета на прочность зацеплений исследуемых передач.

Боковая поверхность зуба эвольвентной конической шестерни является эвольвентным геликоидом, т.е. такой же, как и поверхность зуба цилиндрического косозубого колеса. Поэтому формулы для определения сил, действующих в зацеплении колес, могут быть получены подобно тому, как это делается для цилиндрических косозубых колес из рассмотрения разложения нормальной силы F_n, действующей вдоль линии зацепления, на соответствующие – окружную F_t, радиальную F_r осевую F_a силы. Для исследуемых передач

$$F_{t_1} = \frac{T_1}{r_1}; \tag{9}$$

$$F_{r1a,2} = F_{t1}\left(\frac{\mathrm{tg}\alpha\cos\delta}{\cos\beta_1} \pm \mathrm{tg}\beta_1\sin\delta\right); \tag{10}$$

$$F_{a1a,2} = F_{t1}\left(\mathrm{tg}\beta_1\cos\delta \mp \frac{\mathrm{tg}\alpha\sin\delta}{\cos\beta_1}\right). \tag{11}$$

Для удобства выбора знака в формулах (9 – 11) составлены специальные таблицы, позволяющие определять величину и направление сил в зависимости

от направления вращения колес, знака угла β и соотношения углов δ и β. При выполнении условия $|\sin\beta| > \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}\delta$ для одного из направлений вращения возможно самозатягивание зубьев колес и заклинивание передачи. Этот принцип заклинивания передачи заложен в конструкцию механизма свободного хода из эвольвентно-конических колес (А.с. № 901682).

Для цилиндрического колеса эвольвентной цилиндро-конической передачи силы в зацеплении определяются по обычным формулам цилиндрических передач. Нагруженность контакта в эвольвентных цилиндро-конических передачах при точечном касании рабочих поверхностей зубьев оценивается по величине наибольшего давления на площадке контакта. Для стальных зубчатых колес формула имеет вид

$$\sigma_H = \frac{(1{,}023 \div 1{,}065)\, 10^3 n_p}{r_1} \sqrt{T_1 k_{H_\beta} k_{H_v} \left(\frac{\cos\beta_1}{\sin 2\alpha_{t_1}} + \frac{\cos^2\beta_2}{i_{2,1}\cos\beta_1 \sin 2\alpha_{t_2}} \right)^2} \text{ [МПа]}, \quad (12)$$

где значения коэффициентов n_p, $k_{H\beta}$, k_{Hv} выбираются в зависимости от геометрических особенностей исследуемых передач.

Нагруженность контакта в зубчатых передачах с линейным касанием рабочих поверхностей зубьев оценивается по величине удельных (погонных) нагрузок, приходящейся на единицу длины контактных линий (w_H), либо по величине контактного напряжения в передаче (σ_H). Расчетные значения этих величин

$$w_H = \frac{F_n k_{H\alpha} k_{H\beta} k_{Hv}}{l_{\Sigma\min}}; \quad (13)$$

$$\sigma_H = 0{,}418 \sqrt{w_H E_{np} \left(\frac{1}{\rho_{t_1}} + \frac{1}{\rho_{t_2}} \right)}. \quad (14)$$

Как следует из формул (13, 14) для определения нагрузочных характеристик контакта необходимо знать значение минимальной длины $l_{\Sigma\min}$ контактных линий в передаче. Это, в свою очередь, требует значения величины коэффициента перекрытия ε. Коэффициент перекрытия передачи равен разности абсцисс точек B и D, отнесенной к основному нормальному шагу p_{bn} (рис. 12),

$$\varepsilon = \frac{x_D - x_B}{p_{bn}}. \quad (15)$$

Длина одной контактной линии l при выбранном значении Δ равна наименьшему из отрезков (см. рис. 12), определяемых по зависимостям

$$l_1 = y_{BK} - y_{AB}; \quad l_2 = y_{BK} - y_{AF}; \quad l_3 = y_{BK} - y_{DF};$$
$$l_4 = y_{CK} - y_{AB}; \quad l_5 = y_{CK} - y_{AF}; \quad l_6 = y_{CK} - y_{DF}; \qquad (16)$$
$$l_7 = y_{CD} - y_{AB}; \quad l_8 = y_{CD} - y_{AF}; \quad l_9 = y_{CD} - y_{DF}.$$

Если $l_8 < 0$ или $l_9 < 0$, то принимается $l = 0$. Суммарная длина определяется суммой l для n значений, принятых с интервалом в основной нормальный шаг P_{bn}. Первое значение $x_1 = x_b + \Delta$, где $0 \le \Delta \le P_{bn}$. Число n равно округленному до большего значения коэффициенту перекрытия ε. Минимальную суммарную длину контактных линий $l_{\Sigma min}$ можно найти с помощью ЭВМ, задаваясь несколькими значениями Δ.

В таблице 2 приведен результат расчета суммарной длины контактных линий для одной из исследуемых в работе передач. Параметры передачи те же, что и в таблице 2.4 ($\Sigma = 21{,}2^0$, $z_1 = 23$, $z_2 = 25$, $m = 5$ мм, $H = 12{,}5$ мм, контакт левыми сторонами зубьев). Суммарные длины контактных линий для последовательных положений контактной линии в поле зацепления (от момента входа зубьев шестерни в зацепление до их выхода) рассчитаны через интервал равный $0{,}05P_{bn}$, что соответствует значениям $\Delta = k \cdot P_{bn}$, где $0 \le k \le 1$.

Из таблицы видно, что при принятой ширине колес, минимальная длина контактных линий $l_{\Sigma min} = 25{,}02$ мм.

Таблица 2

Расчет минимальной длины контактных линий в передаче

k	$l_{\Sigma min}$, мм	K	$l_{\Sigma min}$, мм	k	$l_{\Sigma min}$, мм	k	$l_{\Sigma min}$, мм
0	25,02	0,25	35,83	0,5	45,73	0,75	38,51
0,05	27,22	0,3	37,98	0,55	45,73	0,8	35,00
0,1	29,37	0,35	40,13	0,6	45,73	0,85	31,31
0,15	31,52	0,4	42,29	0,65	44,89	0,9	27,53
0,2	33,68	0,45	44,44	0,7	41,74	12	25,02

В работе рассмотрены возможные пути снижения нагруженности контакта в передачах. В частности, установлено, что в передачах на скрещивающихся осях с эвольвентно-конической шестерней с целью достижения минимальной массы передачи следует выбирать углы δ в окрестностях значений, соответствующих условию линейного контакта рабочих поверхностей зубьев, и выполнять передачу с положительным смещением.

При проектировании передач формулами проектного расчета являются зависимости (12) и (14), из которых при известном моменте на шестерне определяется радиус делительной окружности r_1. Для зубчатых передач с малым межосевым углом, а, следовательно, и малым углом конусности шестерни проверочный расчет на изгиб зубьев шестерни может быть с достаточной для практики точностью проведен по ГОСТ 21354-75, принимая при этом коэффициент формы зуба равным коэффициенту формы в среднем сечении венца шестерни.

В незвольвентном внутреннем цилиндро-коническом зацеплении распределение нагрузки между зубьями (коэффициент перекрытия больше двух) и по длине зуба при переменной жесткости зубьев вдоль оси колес представляет собой сложную задачу и в настоящей работе эти вопросы не рассматривались. Поэтому при оценке нагруженности зубьев распределенная нагрузка заменена силой, приложенной в точке пересечения оси зацепления (линия мгновенного касания аксоидных поверхностей) со средней торцовой плоскостью шестерни.

Для оценки прочности внутреннего зацепления незвольвентной цилиндро-конической передачи используются зависимости, применяемые для расчета обычных цилиндрических передач внутреннего зацепления, учитывая при этом особенности геометрии исследуемых передач поправочными коэффициентами. В частности, при расчете изгибных напряжений вводится коэффициент $K_{F\varepsilon}$, зависящий от коэффициента перекрытия передачи, а коэффициент формы зуба Y_F рассчитывается по рекомендациям В.А.Устиненко с учетом коэффициента смещения инструмента в среднем сечении зуба. Формула проектного расчета имеет вид

$$m = 12{,}6 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{F\varepsilon} Y_F}{\psi_{bm} z_2 \sigma_{FP}}} \qquad (17)$$

Введение вместо стандартного коэффициента ψ_{bd} коэффициента ψ_{bm} объясняется тем, что при предварительных геометрических расчетах относительная ширина венцов обычно определяется в долях модуля.

Таким образом, представленные в этом разделе зависимости позволяют оценить прочность зацеплений цилиндро-конических передач.

Для ускорения проектирования передач составлены алгоритмы и рабочие программы по оценке нагруженности зубьев, которые входят как подпрограммы в общую программу проектирования цилиндро-конических передач.

В пятой главе рассмотрены способы получения рабочих поверхностей зубьев колес цилиндро-конических зубчатых передач, разработаны станочные наладки и приспособления, необходимые для изготовления и контроля зубьев колес. Представлена универсальная конструкция стенда, позволяющая испытывать цилиндро-конические передачи с различным расположением осей в пространстве.

Наиболее распространенным методом изготовления эвольвентных колес является зубофрезерование. Этот метод может быть использован и для нарезания эвольвентных цилиндро-конических передач. Геометрия эвольвентно-конического колеса предопределяет различные коэффициенты смещения инструмента вдоль оси колеса, поэтому при зубофрезеровании такое перемещение инструмента относительно оси колеса можно обеспечить двумя способами.

В первом случае ось заготовки наклоняется по отношению к вектору осевой (вдоль оси колеса) подачи фрезы на угол δ (рис. 13, а). Во втором случае фрезе сообщается одновременно две подачи – радиальная и продольная, в результате чего вектор полной подачи S отклонится от оси заготовки на угол δ (рис. 13, б):

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{S_{рад.}}{S_{верт.}}. \qquad (18)$$

Для фрезерования по первому способу необходимо специальное приспособление, устанавливаемое на столе станка. Это приспособление осуществляет передачу вращения от стола к заготовке через специальный шарнир равных угловых скоростей, от точности которого зависит кинематическая точность цепи деления, и, следовательно, и кинематическая точность изготавливаемого зубчатого колеса.

Достоинством такого способа является простота настройки станка для нарезания колес с требуемым углом δ. Фрезе сообщается только продольная подача, как и при нарезании цилиндрических колес. Недостаток способа – не-

обходимость изготовления специальных оправок с шарниром равных угловых скоростей.

Второй вариант зубофрезерования с одновременным включением радиальной и продольной подач удобно использовать для станков, имеющих гитару для согласования величин подач между собой (например, станок модели "Пфаутер") или на зубофрезерных станках с ЧПУ. Главным достоинством этого метода является то, что отпадает необходимость в дополнительном приспособлении. Однако наотройка станка в этом случае имеет ряд особенностей по сравненню с настройкой при зубофрезеровании цилиндрического колеса.

Для реализации первого способа были разработаны специальные конструкции оправок, проведены теоретическая и экспериментальная оценки их точности в передаче вращения при различных межосевых углах. Коиструкции оправок иашли применение прн изготовлении конических колес цилиндроконических передач в условиях реального производства.

Для реалнзации второго способа на примере станка 5Д32 показана возможность установки дополнительной гитары конуса, связывающей между собой винты вертикальной и радиальной подач фрезы. На основе рассмотрения станочного зацепления фрезы с эвольвентным коническим колесом получены формулы настройки, по которым ведется настройка станка при зубофрезеровании. Установлено, что (см. рис. 13., б)

$$\operatorname{tg}\delta_{ст} = \operatorname{tg}\delta\frac{\cos\nu}{\cos\mu}, \qquad (19)$$

величина врезания при таком способе фрезерования

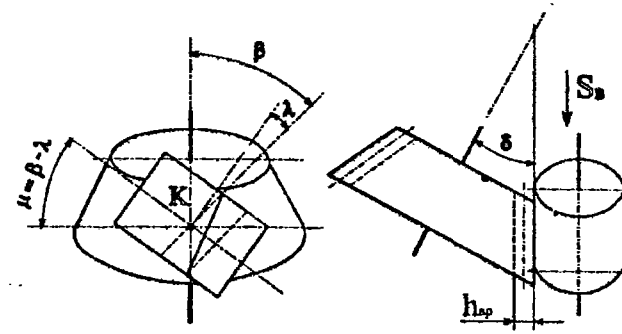
$$h_{врез} = h_i\frac{\cos\nu}{\cos\mu}, \qquad (20)$$

погрешность в отклонении линии зуба от теоретического направления (угол χ) определяется из соотношения

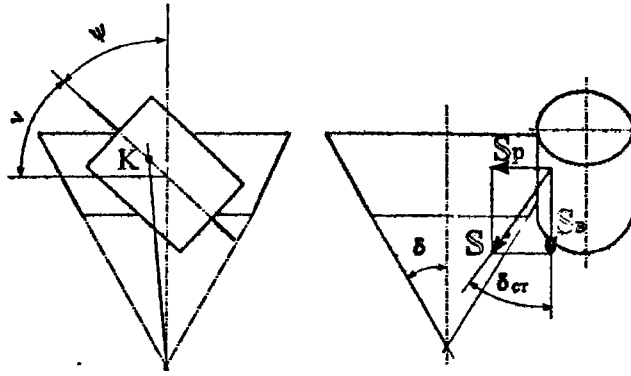
$$\cos\chi = \frac{\cos\delta_{ст}}{\cos\delta}. \qquad (21)$$

Установлено, что при малых углах конусности колес ($\delta<10^0$) эту погрешность, вследствие ее малости, на практике можно не учитывать.

Для окончательной обработки зубьев эвольвентных конических колес предложено применять шевингование или шлифование зубьев. При шевинговании обработка ведется по схеме однопрофильного зацепления без измеиения взаимного расположения шевера и колеса. При этом для обработки левой и правой сторон зубьев шеверы должны иметь разные по зиаку углы наклона зубьев. В работе приведены необходимые зависимости для проектирования



а)



б)

Рис. 13. Способы фрезерования зубьев эвольвентно-конического колеса:
а) с наклоном оси заготовки;
б) без наклона оси заготовки

шевера и расчета рабочих наладок при шевинговании. При шлифовании эвольвентно-конических колес используются те же схемы, что и для фрезерования зубьев, а обработка ведется на таком же оборудовании, что и при шлифовании обычных цилиндрических колес.

В цилиндро-конической передаче внутреинего зацепления для получения теоретически точной сопряженной поверхиости шестерни с неэвольвентным профилем необходимо использовать в качестве производящего колеса зубчатое колесо передачи. Это можно осуществить, выполнив, например, долбяк с внутреннимн зубьями, что практически осуществить довольно сложно. В работе показано, что сопряженные рабочие поверхностн шестерни с достаточной для практики точностью можио получить режущим инструментом реечного типа (фреза, шлифовальный круг), перемещая его вдоль оси заготовки по определенному закону, Такие перемещения можно реализовать с помощью копира. В работе представлены расчетные формулы для определения профиля копира и проведена оценка отклонений теоретического профиля от приближенного.

В работе предложен также способ получення теоретическн точного профиля зубьев шестерни путем шевингования пластинчатым шевером, выполненным идентично колесу передачи.

Для оценки точности изготовления колес рассмотрены возможные методы контроля зубьев. Поскольку боковые поверхиости зуба эвольвентного конического колеса являются эвольвентными геликоидами, то есть такими же поверхностями, что и у косозубых цилиндрическнх колес, многие методы контроля могут быть использованы н для контроля эвольвентных конических колес. Наиболее удобным методом контроля толщины зуба эвольвентного конического колеса является контроль ее с помощью шариков. При этом радиус R_y окружности, на которой лежит центр шарика, вложенного во впадину зубьев, определяется из решения системы трансцендентных уравнений на ЭВМ.

Связь между отклонением ΔR_y от расчетного значения R_y и отклонением толщины зуба ΔS_t от теоретической толщины в данном сечении устанавливается выражением

$$\Delta S_t = \frac{r}{R_y}(\mathrm{tg}\alpha_{y\,п} + \mathrm{tg}\alpha_{y\,л})\Delta R_y. \qquad (22)$$

Зуб шестерни неэвольвентной цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления имеет сложную бочкообразную форму, вследствие чего известные формулы для расчета контрольных размеров, используемые для эвольвентных колес, не применимы. В этом случае положение торцового сечения, в котором шарик коснется поверхности зубьев, определяется при решении задачи о касании сферической поверхности и поверхности зуба контролируемой шестерни (см. форм. 8). Эта задача решается с использованием численных методов на ЭВМ. После определения радиуса центра шарика размер по шарикам определяется по известным формулам. Для контроля зубьев разработаны приспособления индикаторного типа, позволяющие измерять размер по шарикам в фиксированном сечении контролируемого колеса. Предложенные способы прошли производственную проверку при изготовлении и контроле зубьев цилиндро-конических передач на ПО «Заря» (г. Николаев) и заводе «Прогресс» (г. Самара).

Для экспериментального исследования нагрузочной способности цилиндро-конических передач различной геометрии была разработана специальная конструкция испытательного стенда (рис. 14). Конструкция стенда позволяет:

- испытывать передачи с различными межосевыми углами и межосевыми расстояниями (Σ=0...30^0, a_w=100...150 мм);
- плавно изменять и контролировать нагрузку при испытаниях;
- проводить испытания в широком диапазоне скоростей и нагрузок (числа оборотов 100... 20 000 об/мин при максимальной мощности на передаче P_{max}=1000 кВт).

Стенд снабжен системой термостабилизации смазки при испытаниях.

Работоспособность конструкции подтверждена испытанием более чем 120 пар цилиндро-конических передач различной геометрии. Конструкция стенда содержит в себе ряд оригинальных решений, защищенных тремя авторскими свидетельствами на изобретение. Предложенная система нагружения передач была использована в стендах для сдаточных испытаний редукторов в производственных условиях.

В работе приведены и другие конструкции стендов для испытаний цилиндро-конических передач и приводов с такими передачами.

Таким образом, разработанная технологическая база позволяет осуществлять изготовление, контроль зубьев колес и вести испытания цилиндро-конических передач с различной геометрией.

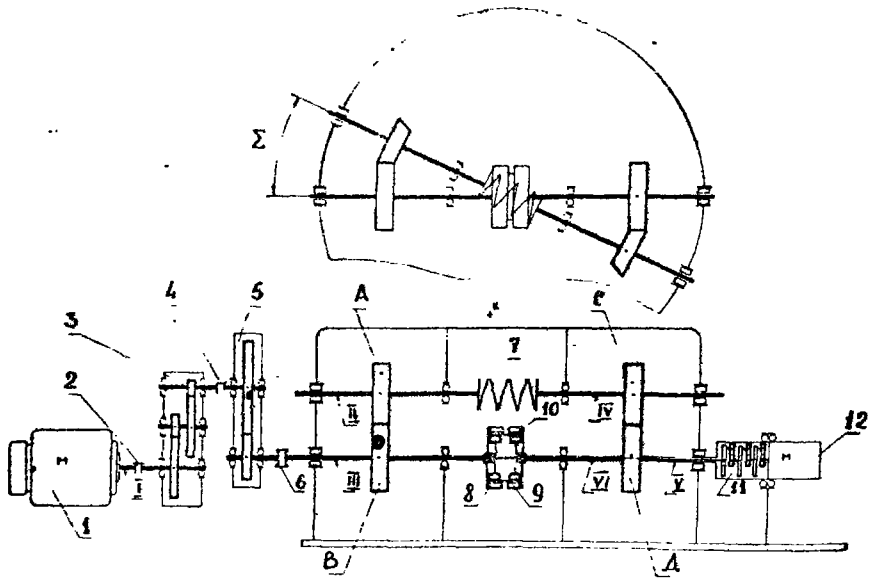


Рис. 14. Кинематическая схема стенда:

1 - электродвигатель; 2,4,6 - муфты соединительные; 3,5 - мультипликаторы; 7 - торсионная пружина; 8,9,10 - зубчатые колеса нагружательного устройства; 11,12 - соответственно, редуктор и электродвигатель привода нагружателя

Шестая глава посвящена практическому применению цилиндро-конических передач в современном приводе.

В работе показана рациональность применения цилиндро-конического эвольвентного зацепления в судовых газотурбинных приводах. На основе анализа компоновочных схем судов на подводных крыльях и глиссирующего типа было установлено, что компоновка судна и его эксплуатационные характеристики существенно улучшаются, если применять в приводе V-образный редуктор. Конструкция редуктора получается проще при использовании в нем цилиндро-конических передач на скрещивающихся осях (см. рис. 3, б).

В связи с отсутствием в мировой практике опыта эксплуатации цилиндро-конических передач на скрещивающихся осях в высокоскоростном ($V_{окр}$ до 100 м/с), силовом режиме, для обеспечения надежной работы передач были проведены специальные экспериментальные исследования влияния основных геометрических, эксплуатационных и технологических факторов на противозадирную стойкость таких передач.

Исследования проводились на специальном стенде для испытания цилиндро-конических передач различной геометрии (см. гл. 5). В ходе испытания установлено влияние на противозадирную стойкость передач:

- скоростного режима работы;
- кинематических характеристик контакта;
- степени точечности контакта;
- вида химико-термической обработки (азотирование, цементация) и марки материала;
- сорта смазочного масла.

Результаты экспериментальных исследований подтверждены данными производственных испытаний передач, опытом их доводки и эксплуатации.

В результате совместных работ с предприятием НПП «Машпроект» им. С.Д.Колосова по проектированию, изготовлению и испытаниям цилиндро-конических передач изготовлен высокоскоростной V-образный редуктор, содержащий эвольвентную цилиндро-коническую передачу на скрещивающихся осях с межосевым углом $\Sigma=10^0$.

Результаты проведенных теоретичееких и экспериментальных исследований отражены в методиках расчета, которые используются при создании новых типов судовых редукторов турбозубчатых агрегатов.

Применение цилиндро-конических передач внутреннего зацепления позволило получить конструкцию планетарного редуктора (патент на изобретение № 2101588) с высокой нагрузочной способностью (см. рис. 4).

На основе проведенных в работе исследований геометрии, кинематики и нагруженности контакта цилиндро-конических передач внутреннего зацепления, разработанных методик их проектирования, предложенных технологических наладок по изготовлению и контролю колес, совместно с ЦСКБ РКА, были спроектированы и изготовлены три типоразмера редукторов для механизмов углового поворота космической техники. На рис. 15 представлена одна из конструкций редуктора в приводе механизма углового поворота. Применение редукторов по сравнению с базовыми вариантами приводов с волновыми передачами позволяют:

- существенно упростить конструкцию приводов;
- повысить в несколько раз ресурс работы привода при заданной вероятности его безотказной работы;
- улучшить массогабаритные характеристики приводов (на 15-20 %).

Испытания подтвердили целесообразность применения редукторов в долгоресурсных электромеханических приводах.

На основе планетарного редуктора с наклонными сателлитами по заказу завода «Прогресс» был спроектирован и изготовлен имитатор нагрузок для сдаточных испытаний электромеханических приводов механизмов углового поворота. Эксплуатация имитатора подтвердила его работоспособность и надежность работы.

Под руководством автора совместно с ЦСКБ РКА велись работы по уменьшению люфтов зубчатых зацеплений редукторов систем управления. Целью работы являлось создание зубчатых передач, компенсирующих погрешности изготовления передач при сборке редукторов. Анализ возможных конструкций люфтовыбирающих передач показал, что наиболее простые конструкции передач (А.с. № 163488996, 1700321) получаются при формировании их из двух эвольвентных конических колес, направленных конусами навстречу друг другу. Такие передачи легко встраиваются в любую ступень редуктора без изменения его конструкции. Кроме того, применение для изготовления зубчатых колес того же оборудования, что и для обычных цилиидрических передач, позволяет достичь высокой точиости изготовления колес и способствует быстрому внедрению таких передач в производство. На основании представленных в работе исследований была спроектирована и изготовлена люфтовыбирающая

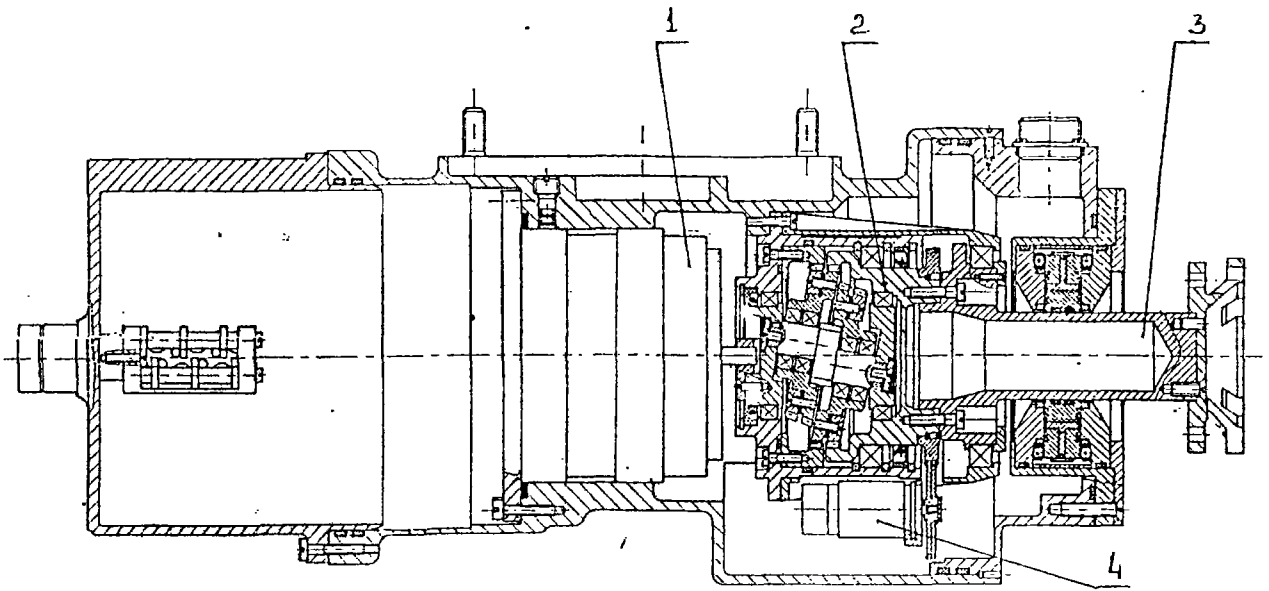


Рис. 15. Конструктивное исполнение привода с планетарным редуктором:
1 – приводной вентильный двигатель; 2 – планетарный редуктор;
3 – выходной вал привода; 4 – датчик обратной связи управления двигателем

передача привода КДУ (z_1=17; z_2=102; $\delta=5^0$; m=0,6 мм). Разработанная технологическая оснастка позволила использовать то же оборудование, что и для изготовления колес в базовом исполнении привода. Применение люфтовыбирающей передачи позволило снизить угловой люфт выходного вала привода КДУ с 15–17 до 2–3 угловых минут. Методики проектирования, программы расчета, конструкции передач, технологическая оснастка используются на предприятии ЦСКБ РКА и заводе «Прогресс» при создании электромеханических приводов повышенной точности.

Представленные в этом разделе примеры наглядно иллюстрируют практическую значимость проведенных исследований.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе выполнения исследований по данной работе получены следующие результаты:

1. Проведено обобщение методов образования рабочих поверхностей зубьев цилиндро-конических передач для различных геометро-кинематических схем станочных зацеплений и вида производящих элементов. Показано, что универсальным способом образования рабочих поверхностей рассматриваемых передач является способ, основаиный на использовании для формирования сопряженных поверхностей подвижной неконгруэнтной производящей пары (ПНПП). При этом эвольвентные и неэвольвентные передачи могут быть образованы на базе неконгруэнтной производящей пары, ПР – ПК (производящая рейка – производящее колесо). Неэвольвентные передачи могут быть образованы в общем случае на базе неконгруэнтной производящей пары ПК – ПК. Частным случаем ПНПП является конгруэнтная производящая пара (КПП). При этом эвольвентные передачи образуются на базе общей производящей рейкн, а неэвольвентиые передачи – на базе общего производящего колеса.
2. Получены математические модели зацеплений цилиндро-коннческих передач при различных способах образования рабочих поверхностей зубьев и геометро-кинематических схемах станочных зацеплений колес передач. Модели позволяют синтезировать передачи разной геометрии и с различным характером контакта (линейный, точечный) рабочих поверхностей зубьев
3. Разработана методика геометрического расчета цилиндро-конических передач. Методика охватывает передачи на скрещивающихся, пересекающих-

ся и, как частный случай, передачи на параллельных осях, сформированные из эвольвентных конических колес.

Методика включает в себя:

а) определение основных геометрических параметров и размеров передач;

б) вычисление основных геометро-кинематических характеристик контакта зубьев;

в) определение качественных показателей передач (коэффициентов скольжения профилей, коэффициента перекрытия).

4. На основании исследования математических моделей и компьютерного моделирования зацеплений исследуемых переда. установлено влияние геометрических параметров передач на характер контакта рабочих поверхностей зубьев, на кинематические характеристики контакта, качественные показатели передач.
5. Создан комплекс алгоритмов и рабочих программ для проведения геометрического расчета передач на ПЭВМ. Это позволит выбирать передачи с требуемыми показателями в зависимости от условий эксплуатации. Достоверность алгоритмов и рабочих программ подтверждена практикой проектирования цилиндро-конических передач различного назначения.
6. Получены расчетные зависимости для оценки нагруженности зацеплений цилиндро-конических передач как для передач с линейным, так и точечным касанием рабочих поверхностей зубьев. На основании исследования математических моделей зацеплений указаны возможные пути снижения нагруженности контакта в передачах. Показана возможность применения стандартных методик расчета на прочность зубьев колес с учетом особенности геометрии исследуемых передач. Разработаны алгоритмы и рабочие программы для оценки нагруженности и проведения прочностных расчетов цилиндро-конических зубчатых передач.
7. Для формообразования зубьев конических колес цилиндро-конических передач с требуемой геометрией разработаны и рассчитаны технологические наладки и специальная технологическая оснастка.

Зубофрезерование зубьев эвольвентно-конических колес предложено осуществлять двумя способами: с наклоном оси заготовки и фрезерованием с помощью одновременного включения двух передач. Для реализации первого способа разработаны специальные конструкции оправок с шарниром равных угловых скоростей, проведено исследование точности обработки на таких оправках. Для второго способа показаны особенности настройки и модернизации зубофрезерного оборудования.

При окончательной обработке эвольвентно-конических колес предложены и рассчитаны наладки для шевингования и шлифования зубьев колес.

На основании проведенных расчетов и экспериментально доказано, что для обработки рабочих поверхностей зубьев неэвольвентной шестерни цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления с достаточной для практики точностью можно использовать инструмент реечного типа, перемещая его по определенному закону вдоль оси заготовки. Получены зависимости и составлены рабочие программы по расчету профиля копира для реализации предложенного способа. Для окончательной обработки зубьев неэвольвентной шестерни предложен способ шевингования зубьев пластинчатым шевером.

8. Для осуществления контроля зубьев конических колес получены расчетные зависимости и разработаны программы расчета размеров по шарикам в произвольном торцовом сечении колес как для колес с эвольвентным, так и неэвольвентным профилем зубьев. Разработаны контрольные приспособления для осуществления контроля в условиях реального производства.
9. Впервые разработано и изготовлено экспериментальное оборудование защищенное несколькими авторскими свидетельствами и патентами для экспериментального исследования нагрузочной способности цилиндро-конических передач.

Оборудование позволяет:

- исследовать передачи на скрещивающихся, пересекающихся и параллельных осях колес, при различных межосевых расстояниях и межосевых углах;
- проводить испытание в широком диапазоне окружных скоростей и нагрузок (V до 100 м/с и P до 1000 кВт);
- плавно изменять и контролировать нагрузку в ходе испытаний;
- исследовать влияние геометрических параметров, технологических и
- эксплуатационных факторов на нагрузочную способность передач.

Проведенные экспериментальные исследования более 120 пар цилиндро-конических передач различной геометрии подтвердили работоспособность и универсальность разработанного оборудования. Предложенная система нагружения передач нашла применение в стендах для испытания судовых редукторов в производственных условиях.

10. Впервые получены экспериментальные данные о нагрузочной способности цилиндро-конических передач в широком диапазоне окружных скоростей и

нагрузок. В ходе эксперимента установлено влияние геометро-кинематических характеристик контакта, материала колес, вида химико-термической обработки рабочих поверхностей зубьев, сорта смазочного масла, скоростного режима работы на нагрузку заедания передач.

11. На основе цилиндро-конических зубчатых передач разработаны и внедрены в производство рациональные конструкции приводов различного назначения с улучшенными технико-эксплуатационными характеристиками.

Удачное конструктивное решение удалось получить при использовании в судовых приводах цилиндро-конических эвольвентных передач на скрещивающихся осях. Применение передач позволило существенно улучшить компоновку судна, повысить КПД, уменьшить габариты и вес силового привода. Проведенные совместные работы с научно-производственным предприятием «Машпроект» имени С.Д.Колосова по проектированию, изготовлению, испытаниям и доводке передач позволили на ПО «Заря» впервые в мировой практике судостроения освоить серийный выпуск редукторов с цилиндро-коническим передачами, с межосевым углом $\Sigma = 10^0$ и мощностью $P = 6000$ кВт.

Примером использования неэвольвентного цилиндро-конического зацепления служит разработка, на базе этого зацепления планетарных редукторов с наклонными сателлитами. Высокая многопарность зацепления делает редуктор конкурентноспособным по нагрузочным и массогабаритным характеристикам с волновыми передачами. Совместно с ЦСКБ Российского космического агентства были спроектированы и изготовлены несколько типоразмеров редукторов для механизмов углового поворота объектов космической техники. Применение редукторов существенно упрощает конструкцию приводов, повышает надежность и ресурс работы (в несколько раз), улучшает массогабаритные характеристики приводов (на 15-20 %). Проведенные испытания подтвердили целесообразность применение редукторов в долгоресурсных электромеханических приводах.

Таким образом, представленное в работе решение комплексной проблемы по проектированию, изготовлению и испытаниям цилиндро-конических передач дало возможность практического применения таких передач в современных приводах различного назначения.

Результаты внедрения методик проектирования технологической оснастки, экспериментального оборудования и непосредственно самих приводов с цилиндро-коническими передачами подтверждены соответствующими документами.

Основные результаты работы отражены в следующих публикациях:

1. Лопатин Б.А., Безруков В.И., Глаз В.И. Длина контактных линий и коэффициент перекрытия гиперболоидной передачи // Известия вузов. Машиностроение, 1976, № 2. – С. 52 – 55.
2. Лопатин Б.А., Глаз В.И. Экспериментальное исследование, заедание пространственных зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 164.– Челябинск: ЧПИ, 1975. – С. 32 – 40.
3. Лопатин Б.А., Надеин В.С. Конструкция винтового гидравлического нагружателя для испытания зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 164.– Челябинск: ЧПИ, 1975. – С. 41 – 43.
4. Лопатин Б.А. О выборе критерия заедания пространственных зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 215 – Челябинск: ЧПИ, 19 8.– С. 14 – 18.
5. Лопатин Б.А., Безруков В.И. Исследование влияния кинематических и эксплуатационных факторов на нагрузку заедания пространственных зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 215.– Челябинск: ЧПИ, 1978. – С. 23 – 30.
6. Лопатин Б.А., Безруков В.И. Определение кинематических и нагрузочных характеристик контакта в гиперболоидной передаче // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 215.– Челябинск: ЧПИ, 1978. – С. 18 – 23.
7. Лопатин Б.А., Кармаков В.С. Универсальный стенд для испытания зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 215.– Челябинск: ЧПИ, 1978. – С. 30 – 33.
8. Лопатин Б.А. Определение кинематических характеристик контакта в гиперболоидной передаче с линейным касанием рабочих поверхностей зубьев // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 244.– Челябинск: ЧПИ, 1980. – С. 22 – 27.
9. Лопатин Б.А. Выбор геометрических параметров гиперболоидной передачи

с эвольвентно-конической шестерней // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 244.– Челябинск: ЧПИ, 1980. – С. 13 – 16.

10.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н. Влияние угла конусности эвольвентно-конической шестерни на нагруженность контакта в гиперболоидной передаче // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Темат. сб. научн. трудов, № 244.–Челябинск: ЧПИ, 1980. – С.28–31.

11.Лопатин Б.А. Влияние угла зацепления на кинематику контакта в гиперболоидной передаче с эвольвентно-коническими колесами // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 244. – Челябинск: ЧПИ, 1980. – С. 9 – 12.

12.А.с. № 775649. Стенд для испытания пространственных зубчатых передач по схеме замкнутого контура./ Б.А.Лопатин, В.И.Безруков, В.С.Надеин и др.// Б.И. – 1980. – № 40.

13.А.с. № 783619. Нагружатель к стендам замкнутого контура./ В.И. Безруков, Б.А.Лопатин, В.С.Карманов и др.// Б.И. – 1980. – № 44.

14.Лопатин Б.А. Исследование влияния кинематики контакта на нагрузочную способность гиперболоидных зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов № 271. – Челябинск: ЧПИ, 1982.– С. 31 – 35.

15.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Гончаров В.И., Зайнетдинов Р.И. Эксцентриковая планетарная передача с двумя наклонными сателлитами // Информационный листок № 461-82. Челябинск: ЦНТИ, 1982. – 4 с.

16.Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н., Безруков В.И., Карманов В. С. Стенд для определения влияния условий смазки на работоспособность эвольвентно-конических зубчатых передач // Информационный листок № 183-83. Челябинск: ЦНТИ, 1983. – 3 с.

17.А.с. № 991224. Нагружатель к стендам замкнутого контура./ В.И.Безруков, Б.А.Лопатин, В.С.Карманов и др. // Б.И. – 1983. – № 3.

18.Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н. Исследование противозадирной стойкости высокоскоростных гиперболоидных зубчатых передач судовых редукторов // Тезисы докладов на II съезде по ТММ. Одесса. – 1982. – Ч.2. – С. 32 – 33.

19.А.с. № 901682. Механизм свободного хода./ В.И.Безруков, Б.А.Лопатин, В.С.Карманов и др. // Б.И. – 1982. – № 4.

20.Лопатин Б.А., Безруков В.И. Характеристика зубчатых передач с эвольвент-

но-коническими колесами и выбор их геометрических параметров // Совершенствование конструкции и технологии зубообработки передач зацеплением. – Ижевск: ИМИ, 1984. – С. 16.

21. Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н., Дерябин А.В. О влиянии скорости продольного скольжения на толщину слоя смазки в контакте пространственных зубчатых передач // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Темат. сб. научн. тр. № 271.– Челябинск: ЧПИ, 1984. – С. 67 – 72.

22. А.с. № 1173227. Стенд для испытания пространственных зубчатых передач по схеме замкнутого контура./ Лопатин Б.А., В.И.Безруков, , Д.Н.Казарцев // Б.И. – 1985. – № 30.

23. Лопатин Б.А., Безруков В.И. Влияние геометрии зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами на их эксплуатационные характеристики. // Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин: Тез. докл. Всесоюзной научн.- техн. конф. – Алма-Ата. – М.: 1985. – Ч. 1. – С.7 .

24. Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н., Карманов В.С. Прогнозирование нагрузочной способности зубчатых передач по толщине масляной пленки в контакте // Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин: Тез. докл. Всесоюзной научн.- техн. конф. – Алма-Ата. – М.: 1985. – Ч.2. – С.18.

25. Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н., Надеин В.С. Разработка пространственных зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами на основе ЭГД - теория смазки // Контактная гидродинамика: Тез. докл. Всесоюзной научн.- техн. конф. – Куйбышев.– 1986. – С. 18 – 19.

26. Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н. Расчет мгновенной температуры в пространственном контакте трения. // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей. – Челябинск: ЧПИ, 1986. – С. 43 – 49.

27. Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н., Надеин В.С. Алгоритм расчета рациональных по критерию заедания и прочности геометрических параметров гиперболоидных передач с эвольвентно-конническими колесами // Автоматизированное проектирование элементов трансмиссий: Тез. докл. Научн.-техн. сем. – Ижевск, 1987. – С. 58 – 62.

28. Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н. Выбор геометрических параметров гиперболоидных параметров гиперболоидных передач с эвольвент-

но-коническими колесами // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей. – Челябинск: ЧПИ, 1988. – С. 45 – 49.

29.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н. Проектирование люфтовыбирающих передач из эвольвентно-конических колес // САПР зубчатых передач и редукторов: Тез докл. научн.-техн. сем. – Ижевск, 1989. – С. 100–102.

30.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н. Перспективы применения эвольвентно-конических колес для безлюфтовых зубчатых передач // Совершенствование методов расчета, конструирования и зубообработки цилиндрических и конических зубчатых, спироидных, гипоидных и червячных передач: Тез. докл. республ. научн.-техн. конф. – Ижевск, 1989. – С. 38 – 39.

31.А.с. № 1651945. Планетарная мельница./ В.И.Безруков, Р.И.Зайнетдинов, Б.А.Лопатин и др.// Б.И. – 1991. – № 20.

32.А.с. № 1634896. Беззазорная зубчатая передача./ В.И.Безруков, Б.А.Лопатин, Н.В.Журавлев и др.// Б.И.– 1991. – № 10.

33.А.с. № 1700321. Зубчатая передача с автоматически регулируемым зазором./ В.И.Безруков, Б.А.Лопатин, Н.В.Журавлев и др.// Б.И. – 1991. – № 47.

34.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н. Применение эвольвентно-конических колес в безлюфтовых передачах // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций и методов обработки деталей: Тематический сборник научных трудов.– Челябинск: ЧГТУ, 1995. – С. 40 – 44.

35.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н., Рублев В.М. Конструкция силового электромеханического привода повышенной кинематической точности // Прогрессивные зубчатые передачи: Тез. докл. межд. симпоз. – Ижевск, 1994.– С. 179 – 184.

36.Лопатин Б.А., Рублев В.М., Безруков В.И. Выбор геометрических параметров зацеплений редукторов с наклонными сателлитами из условия обеспечения максимальной износостойкости контакта // Теория и практика зубчатых передач: Труды межд. конф. – Ижевск, 1996. – С. 349 – 354.

37.Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н., Прудников О.П. Имитатор нагрузки для испытания приводов следящих систем // Теория и практика зубчатых передач: Труды межд. конф. – Ижевск, 1996.– С. 285 – 289.

38.Патент на изобретение № 2101588. Беззазорная планетарная передача./ Б.А.Лопатин, Д.Н.Казарцев, В.М.Рублев и др.// Б.И. – 1998. – № 1.

39.Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н., Безруков В.И. Конструкция нагружающего

устройства для испытания электромеханических приводов // Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей: Темат. сб. науч. трудов.– Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С. 86 – 89.

40.Лопатин Б.А., Киряков М.Ю. Определение кинематических характеристик контакта в планетарной передаче внутреннего зацепления с наклонным расположением шестерни: Темат. сб. научн. трудов.– Челябинск: ЧГТУ, 1996. – С. 94 – 102 .

41.Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. Цилиндро-коническая передача внутреннего зацепления с малым межосевым углом // Теория реальных передач зацеплением: Информ. материалы 6-го международного симпозиума. – Курган, 1997.– Ч.1. – С. 45 – 48.

42.Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н., Лопатин Д.Б. Перспективность применения планетарных редукторов с наклонными сателлитами в приводах следящих систем // Теория реальных передач зацепленем: Информ. мат. 6-го межд. симпозиума. – Курган, 1997. – Ч.2 – С. 39 – 42.

43.Лопатин Б.А., Скочигоров А.Е., Киряков М.Ю. Расчет одноступенчатого конического редуктора на ЭВМ // Новые информационные технологии и их аппаратно-методическое обеспечение: Сб. учебн.-метод. трудов. – Челябинск, 1997. – С. 44 – 46.

44.Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. Способы формирования рабочих поверхностей зубчатых передач с малым межосевым углом // Передачи и трансмиссии – 1998. – № 1. – С. 38 – 49.

45.Лопатин Б.А., Цуканов О.Н. Цилиндро-коническая зубчатая передача внутреннего зацепления с локализованным контактом зубьев // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С. 95 – 102.

46.Лопатин Б.А., Скочигоров А.Е. Проектирование эвольвентных цилиндро-конических передач на ЭВМ // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С. 127 – 135.

47.Лопатин Б.А., Киряков М.Ю., Лопатин Д.Б. Профилирование боковой поверхности неэвольвентной шестерни цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С. 102 – 110.

48.Лопатин Б.А., Зайнетдинов Р.И., Цуканов О.Н. Определение размера по шарикам шестерни цилиндро-конической передачи внутреннего зацепления // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей.– Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С. 110 – 116.

49.Лопатин Б.А., Денисов Д.Б. Конструкции лебедок для легкового автомобиля на базе планетарных зубчатых передач // Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей.– Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – С. 117 – 124.

50.Лопатин Б.А., Цуканов О.Н., Казарцев Д.Н., Лопатин Д.Б. Применение зубчатых передач с малым межосевым углом в приводах машин Теория и практика зубчатых передач: Труды межд. конф. – Ижевск, 1998. – С. 288 – 294.

51.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Калинин О.В., Надеин В.С. Стендовые испытания для определения несущей способности зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами // Отчет по НИР, № г/р 77012629. – Челябинск, 1975.– 52 с.

52.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Надеин В.С. Исследование нагрузочной способности высокоскоростных зубчатых передач судовых редукторов // Отчет по НИР. № г/р 77012628. – Челябинск, 1980.– 75 с.

53.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Карманов В.С. Разработка и внедрение в производство вариантов зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами и нагружательных систем // Отчет по НИР. № г/р 01.83.0074370 – Челябинск, 1983.– 193 с.

54.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н. Повышение противозадирной стойкости гиперболоидных передач с агрегатов М 15 // Отчет по НИР № г/р 01.84. 0017805 – Челябинск, 1986.– 180 с.

55.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н., Карманов В.С., Зайнетдинов Р.И., Терентьев А.В. Разработка и исследование перспективных видов зубчатых передач и приводов механических систем // Отчет по НИР. № г/р 01.86.0129922. – Челябинск, 1988.– 62 с.

56.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н., Зайнетдинов Р.И. Разработка долгоресурсных безлюфтовых зубчатых передач электромеханических приводов // Отчет по НИР. № г/р 01860041244. – Челябинск. 1989.– 65 с.

57.Лопатин Б.А., Безруков В.И., Казарцев Д.Н., Лопатин Д.Б. Разработка планетарной передачи с повышенной нагрузочной способностью // Отчет по НИР. № г/р 01.93.0035694. – Челябинск, 1993.– 72 с.

58. Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н., Безруков В.И. Разработка методов проектирования зубчатых зацеплений с регулируемой локализацией контакта // Отчет по НИР № г/р 01.94.0008140. – Челябинск, 1994. – 56 с.

59. Лопатин Б.А., Безруков В.И., Лопатин Д.Б., Казарцев Д.Н., Скочигоров А.Е., Киряков М.Ю. Разработка перспективных передаточных механизмов для агрегатов космических аппаратов // Отчет по НИР № 01.96.0003851. – Челябинск, 1996. – 62 с.

60. Лопатин Б.А., Безруков В.И., Лопатин Д.Б., Казарцев Д.Н., Скочигоров А.Е., Киряков М.Ю. Разработка и исследование планетарных редукторов с наклонными сателлитами для электромеханических приводов следящих систем космической техники // Отчет по НИР № г/р 01.97.0003308.– Челябинск, 1997. – 87 с.

Издательство Южно-Уральского государственного университета

ЛР № 020364 от 10.04.97. Подписано в печать 08.12.98. Формат 60*84 1/16. Печать офсетная. Усл. печ. л. 2,56. Уч.-изд. л. 2. Тираж 100 экз. Заказ 358/474.

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