

На правах рукописи

Вавилов Денис Владимирович

**МЕЛКОМОДУЛЬНЫЕ ПЕРЕДАЧИ МЕХАНИЗМОВ
ПРИВОДОВ КОСМИЧЕСКИХ АППАРАТОВ НА ОСНОВЕ
НАКАТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС**

Специальность:

05.02.02 – Машиноведение, системы приводов и детали машин

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Красноярск – 2009

Работа выполнена в Федеральном государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Сибирский федеральный университет»

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
Усаков Владимир Иосифович

Официальные оппоненты: доктор технических наук, доцент
Шелюфаст Владимир Васильевич

кандидат технических наук, доцент
Терехин Николай Александрович

Ведущая организация: ОАО «Красноярский
машиностроительный завод»
г. Красноярск

Защита состоится 15 мая 2009 г. в 15.00 часов на заседании диссертационного совета ДМ212.099.13 ФГОУ ВПО «Сибирский федеральный университет» по адресу: 660074, г. Красноярск, ул. Киренского 26, ауд. Г2-50.

Тел./факс: (3912) 249-82-55 e-mail: DM21209913@mail.ru

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Сибирского федерального университета

Отзывы на автореферат в 2-х экземплярах, с подписью составителя и заверенной гербовой печатью организации просим высылать в адрес диссертационного совета, на имя ученого секретаря.

Автореферат разослан «14» апреля 2009 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета,
доктор технических наук, доцент



Э.А. Петровский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Широкий спектр применения зубчатых передач при проектировании передаточных механизмов порождает большое разнообразие требований к их эксплуатационным свойствам. В свою очередь, это влечет за собой множество применяемого инструментально-технологического обеспечения работоспособности зубчатых приводов, выбор которого должен в максимальной степени удовлетворять конкретному набору требований к передаче. Общим требованием для всех передач является обеспечение работоспособности с заданной вероятностью безотказной работы. Однако и здесь различия в реальных условиях работы и расчетный ресурс, от единиц минут до десятков лет, требуют выбора конкретной совокупности средств реализации, начиная с определения адекватных техническому заданию на проектирование, геометрических и кинематических параметров передачи. Этот подход обусловлен тем, что геометрия профилей контактирующих пар определяет характер взаимодействия зубьев при передаче нагрузки и, следовательно, интенсивность их изнашивания, а в конечном итоге и ресурс работы.

Одной из актуальных проблем является обеспечение на этапе проектирования длительного (до 15 лет) срока эксплуатации зубчатых передач приводов специального назначения, например в механизмах поворота антенны космического аппарата. Известно, что применение различных методов поверхностного упрочнения контактных поверхностей зубчатых колес позволяет существенно увеличить ресурс их работы, в частности профилирование пластическим деформированием (накатка).

Передачи с накатными зубчатыми колесами, обладают рядом преимуществ, а именно упрочнением зубьев при их пластическом формообразовании и широко применяется для среднемодульных колес не только цилиндрических, но и конических. В тоже время пока они не нашли широкого применения в приводах специального назначения по ряду причин: отсутствие инструментария, позволяющего на этапе проектирования управлять качественными показателями, в частности кинематической точностью плавностью работы и др.

В ряде случаев, это приводы с протяженной кинематической цепью, включающие механизмы с волновой передачей в качестве тихоходной ступени. Требования к накатным быстроходным ступеням, которых сопоставимы с требованиями к накатным передачам общего назначения. Следовательно, вопросы профилирования пары накатников целесообразно решать, учитывая влияние совокупности технологических и конструктивных факторов (ТФ и КФ, соответственно), на адекватный набор контролируемых параметров, определяющих показатели точности и плавности хода передачи (В.И. Усаков).

Принимая во внимание реально достижимые значения плавности хода передачи при использовании накатных мелко модульных колес в составе механизмов приводов спецназначения, в данной работе предпринята попытка создания нового подхода к их проектированию, опирающаяся на обеспечение

заданных показателей качества накатных мелко модульных передач, на основе имитационного моделирования процесса формообразования зубьев при накатывании. Задача профилирования накатников здесь базируется на апробированных моделях профилирования зубьев при использовании стандартного зуборезного инструмента – огибающих последовательных положений режущих кромок инструмента.

В рассматриваемых механизмах приводов спецназначения «слабым звеном» является быстроходная степень зубчатого механизма. На основе применения универсальных инструментов описания профилей для различных систем зацепления, исходя из их условий работы в целях обеспечения качества проектирования таких передач, необходимо разработать модель взаимодействия зубьев как элементов кинематической пары, обеспечивающей управление ее свойствами в контексте указанных выше критериев. Соответствие этим критериям рассматривается как необходимое и достаточное условие применимости использования накатных мелко модульных колес в быстроходной ступени.

Таким образом, объектом настоящего исследования является быстроходная ступень механизма привода спецназначения с протяженной кинематической цепью и длительным сроком активного существования. Обеспечение плавности хода накатных передач на уровне, достижимом для передач, составленных из зубчатых колес, нарезаемых по методу обкатки с применением технологий приработки, позволит распространить этот подход к проектированию передач, используемых для высокоскоростных приводов спецназначения.

Целью работы является разработка комплексной методики проектирования накатных мелко модульных передач приводов спецназначения с заданными показателями качества на основе использования новых методов имитационного моделирования процессов их формообразования.

Задачи исследования:

- Моделирование процесса профилирования накатного мелко модульного зубчатого колеса;
- Определение управляющих параметров, влияющих на геометрию накатного зубчатого колеса;
- Разработка экспериментальной установки для накатывания мелко модульных зубчатых колес;
- Сравнение результатов численного и натурального экспериментов;
- Исследование кинематики зубчатой передачи с использованием накатных колес.

Методы исследования:

Для решения поставленных задач использованы приложения теории зацепления, теоретические положения технологии машиностроения и

технологического обеспечения качества, теория упругости и пластичности сплошной среды, механика деформируемого и твердого тела. Компьютерное моделирование выполнялось в пакетах конечно-элементного анализа Ansys, LS-Dyna, Deform3d, MSC.Marc с использованием формулировок элементов Лагранжа и Эйлера, явным и неявным методами интегрирования, метода Ньютона-Рафсона, теории ALE (Arbitrary Lagrange-Euler), теорий SPH (Solid Particle Hydrodynamics), операции «Rezoning» для восстановления искажений в конечно-элементной сетки.

Экспериментальные исследования процесса профилирования проводились в лабораторных и производственных условиях на серийных станках нормальной и повышенной точности с использованием разработанного в рамках диссертационной работы станочного приспособления. Для снижения влияния деформации накатника в процессе профилирования на геометрию профилируемого колеса использовался модельный материал (Л62) с аналогичной структурой кристаллической решетки и пластическим поведением при деформировании стали 12X18H10T.

Анализ геометрии накатанного зуба и сравнение с результатами численного моделирования выполнялся с использованием цифрового микроскопа на персональном компьютере (ПК).

Сравнение кинематических характеристик нарезанной по методу обкатки, и накатной зубчатой передачами выполнялось при помощи пакета MSC.visualNastran Desktop.

Научна новизна:

- Разработана комплексная методика проектирования накатных мелко модульных передач приводов спецназначения с заданными показателями качества на основе использования новых методов имитационного моделирования процессов их формообразования.
- Разработан алгоритм (модель) учета влияния на этапе проектирования геометрии профиля зубчатого колеса полученного с использованием теории огибающих кривых в параметрическом виде на диаметр заготовки для накатывания.
- Обоснован выбор и доказана адекватность модели материала для численного моделирования процесса профилирования мелко модульных зубчатых колес.
- Разработана методика измерения геометрии накатных мелко модульных зубчатых колес на основе использования цифрового оптического микроскопа и обработки изображения на ПК.

Практическая значимость

- Разработан алгоритм проведения численного моделирования процесса профилирования зубчатых и шлицевых профилей.

- Разработана методика численного моделирования процесса формообразования мелко модульных цилиндрических зубчатых колес накатником, изготавливаемым с использованием стандартного зуборезного инструмента на типовом оборудовании.
- Разработан пользовательский интерфейс передачи результатов моделирования процесса профилирования в САД пакет для исследования кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния зубчатой передачи.
- Разработаны и зарегистрированы программные продукты для препроцессинга геометрии прямозубых цилиндрических зубчатых колес в САЕ пакеты (№ 2006613228), модуль для создания траектории движения точки контакта профилей прямозубых зубчатых колес (а.с. №200661327), использование которых позволяет сократить время препроцессинга.
- Определены способы и даны рекомендации по численному моделированию задач с большими деформациями, в частности, процессов формообразования зубчатых колес
- Разработан стенд для холодного накатывания мелко модульных зубчатых передач.

На защиту выносятся

- Обоснование выбора зубчатой передачи быстроходной ступени механизма привода космического аппарата (КА) с длительным сроком активного существования (САС) как «слабого звена» в системе «анализа видов повреждений и критичности отказов» (АВПКО).
- Комплекс методик, алгоритмов и программ, направленных на повышение эксплуатационных характеристик мелко модульных зубчатых передач формообразуемых накатыванием.
- Обоснование конструкции и параметров экспериментальной установки, механических свойств накатников и физических моделей накатных колес.
- Результаты сравнительного исследования теоретического профиля и профиля зубьев физической модели.
- Результаты сравнительного анализа плавности хода зубчатой передачи с нарезанными стандартным зуборезным инструментом и накатными зубчатыми колесами.

Апробация работы:

Основные положения работы апробированы:

- на всероссийской научно-практической конференции «Молодежь и наука – третье тысячелетие» отмечена дипломом первой степени г. Красноярск 2004г
- на XI международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых «Современные техника и технология» 28 марта - 1 апреля 2005 года отмечена дипломом первой степени г. Томск

- на XII международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых «Современные техника и технология» 27-31 марта 2006 года отмечена дипломом первой степени г. Томск
- на XI международной научной конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф.Решетнева 6-10 ноября 2007, г.Красноярск
- на XII международной научной конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика М.Ф.Решетнева 10-12 ноября 2008, г.Красноярск

Реализация работы:

Разработанная в диссертационной работе комплексная методика проектирования принята к использованию при создании приводов космических аппаратов системы «Глонасс» на НПО ПМ им. Решетнева г. Красноярск

Предложенные модели описания материала для компьютерного моделирования процессов профилирования приняты к использованию в ФГУП ЦКБ «Геофизика»

Публикации:

Основное содержание работы опубликовано в 8 статьях, в том числе одна в издании из списка рекомендованного ВАК РФ по машиностроению. Получено 3 свидетельства об официальной регистрации программы для ЭВМ.

Объем и структура диссертации:

Диссертация содержит 154 страниц, включая 126 страниц машинописного текста, 87 рисунков, 4 таблиц. Работа состоит из введения, трех глав, заключения, библиографического справочника из 117 наименований и одно приложение.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы.

В первой главе содержится обзор литературы по теме работы. Первая часть посвящена обзору методов проектирования и моделирования накатных цилиндрических зубчатых передач.

В работах В.И. Усакова, С.Н. Ефимова, выполнены исследования по анализу влияния геометрических параметров зубчатых колес на качественные показатели различных типов зубчатых передач. Были предложены методики проектирования, основанные на описания профиля семейством огибающих кривых в параметрическом виде. Авторы доказали, что стандартная методика описания профиля в большинстве случаев не отражает реальной геометрии зубчатого колеса и не позволяет учесть ряд эффектов возникающих в зацеплении. Наиболее важным с позиции

обеспечения качественных характеристик зацепления, таких как плавность хода, кинематическая точность и т.д. является отсутствие кромочного взаимодействия.

Экспериментальные исследования зубьев быстроходных ступеней приводов спецназначения показали интенсивный износ первой и третьей кинематических пар, вследствие возникновения кромочного взаимодействия и недостаточной твердости (27 HRC) контактных поверхностей.

Использование накатных зубчатых передач в быстроходных ступенях приводов спецназначения позволит повысить несущую способность пары, вследствие упрочнения контактных поверхностей при накатывании. Тем не менее использование накатных зубчатых передач в приводах спецназначения не получило широкого распространения из-за отсутствия инструментария, позволяющего на этапе проектирования получить пару с заданными показателями качества.

Далее рассмотрены показатели качества для приводов поворота антенн спутниковых систем. Приводы спецназначения как правило имеют протяженную кинематическую цепь (суммарное передаточное число около 80000) и волновую передачу на выходе. Наиболее существенным показателем качества быстроходным исследуемого привода является погрешность шага для снижения накопленной погрешности и плавность хода для снижения динамики привода.

В работах авторов М.В. Барбарича, Ю.П. Мазуренко, В.А. Лындина, В.В. Лапина подробно рассмотрена технология изготовления зубчатого колеса методом накатки. Условно технология профилирования пластическим деформированием – накатка делится на горячую и холодную. Для приводов специального назначения холодное накатывание более предпочтительно, так как при таком способе можно получить более точную геометрию готового изделия, а также получить высокий класс шероховатости без применения финишных операций. Для холодного накатывания характерна более высокая степень поверхностного упрочнения материала. Остаточные напряжения в поверхностных слоях зубьев колеса позволяют использовать такие передачи с нагрузками до 20% выше аналогичных, полученных нарезанием. При этом наиболее актуален данный способ для профилирования мелкозубчатых колес. Как правило, крупно-модульные колеса подвергают термическому или химико-термическому упрочнению, что повышает твердость материала, но при этом материал становится более хрупким, что недопустимо для гибких колес волновых передач.

По методам профилирования технологию накатывания можно разделить на метод копирования, когда профилирующие поверхности накатного инструмента имеют геометрию впадины эвольвентного колеса, метод огибания, когда в процессе профилирования поверхность накатного инструмента формирует зубчатый профиль путем совместного обката, и метод профилирования в матрице.

По технологии формообразования можно выделить основные направления технологического развития процесса накатывания зубчатых

передач: реечными накатниками; цилиндрическими накатниками; многороликовыми головками; червячными накатниками; матрицей-раскатником.

Каждый из представленных способов накатывания имеет ряд преимуществ и недостатков. Технологически реализуемыми накатниками, при накатывании мелко модульных зубчатых колес внешнего зацепления, являются реечные и цилиндрические накатники.

Основной проблемой при накатывании реечными накатниками, с позиции обеспечения точной геометрии, является синхронизация разнонаправленного движения накатников и обеспечения требуемой жесткости по всей длине накатника. В зависимости от четности накатываемых зубьев требуется точное позиционирование верхнего накатника относительно нижнего.

Использование цилиндрических накатников в виде зубчатых колес, нарезанных стандартным режущим инструментом, позволяет снизить затраты на внедрение технологии накатывания в производство при использовании станочных приспособлений.

Численное моделирование процесса формообразования пластическим деформированием деталей машин методом конечных элементов позволяет на этапе проектирования решать комплекс задач, связанных с предварительной оценкой конечной геометрии и свойств получаемых деталей. Следует отметить, что в отечественной практике проектирования узлов и деталей машин недостаточно широко используется мировой опыт решения данного класса задач. Основным сдерживающим фактором является отсутствие четких рекомендаций по использованию существующих методов конечно-элементного анализа в прикладных задачах формообразования, в частности зубчатого профиля.

Метод конечных элементов опирается на заложенные модели описания материала. В зависимости от выбранной модели определяются параметры жесткости, величины действующих напряжений при смещении узлов конечно-элементной сетки и т.д. В современных пакетах присутствует набор моделей, позволяющий решать сложные нелинейные задачи. В зависимости от пакета они могут иметь некоторые модификации, но в основе лежат общепринятые модели описания поведения материала многократно подтвержденные на практике.

Задачи пластического деформирования, в частности профилирования зубчатых колес, характерны большим искажением элементов конечно-элементной сетки. Современные CAE пакеты обладают различным инструментарием для решения данной проблемы:

- «Rezoning» – это решение задачи до какой-то критической точки, затем по смещению узлов происходит восстановление деформированной геометрии, разбиение геометрии на новую неискаженную сетку, аппроксимация напряжений, усилий и граничных условий из предыдущей модели и дальнейшее решение;

Параметрами производящей поверхности являются: α_n – угол профиля (или угол давления); s_n – толщина зуба; P – шаг зубьев; ρ_n – радиус кривизны профиля; $\rho_{на}$, $\rho_{нф}$ – радиус кривизны соответственно вершины и впадины зуба; $h_{на}$, $h_{нф}$ – высота соответственно головки и ножки; $h_n = h_{на} + h_{нф}$ – высота зуба; β_n – угол наклона (для косозубых накатников $\beta_n = \beta$, для прямозубых накатников $\beta_n = \beta = 0$); b_n – ширина зубчатого венца.

Производящую поверхность реечного накатника можно рассматривать как общий случай применяемых производящих поверхностей накатников.

Для осуществления формообразования достаточно, чтобы реечный накатник совершал прямолинейное движение накатывания со скоростью V_n и движение подачи со скоростью v_n (Рис. 1б). При этом движения накатывания и подачи могут быть совмещены за счет подачи, совершаемой подъемом зубьев накатника.

Движение накатника совместно с вращательным движением детали образует кинематическую пару.

Построение профиля зуба детали основано на анализе течения металла вдоль линий тока.

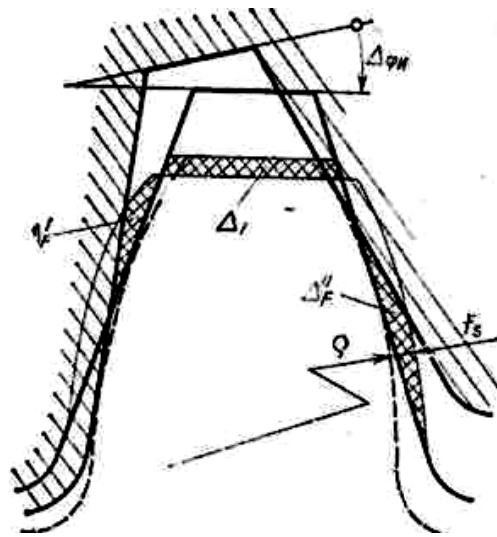


Рис. 2 – Схема для расчета смещаемых площадей

Правильность построения профиля зуба контролируется соблюдением условия несжимаемости. На Рис. 2 показано изменение профиля зуба при повороте детали на шаговый угол Δ_ϕ . Для плоскодеформированного состояния сумма смещаемых площадей Δ'_F и Δ''_F равна площади Δ_F .

Второй значимый параметр, влияющий непосредственно на погрешность шага получаемого колеса помимо геометрии производящего контура – внешний диаметр заготовки.

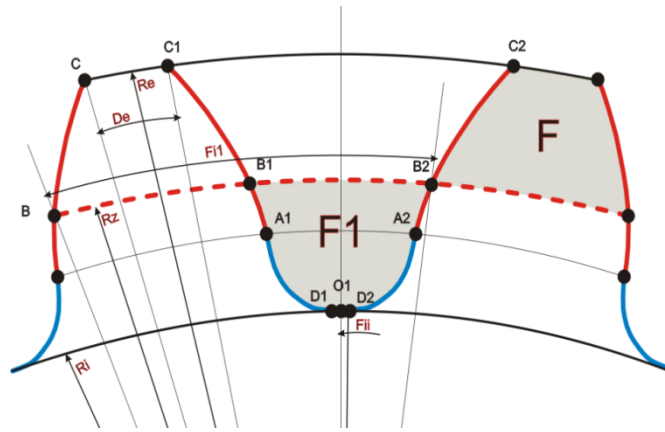


Рис. 3 – Определение наружного диаметра заготовки

В соответствии с условием равенства объемов металл (Рис. 3) заключенный между окружностью впадин $r_{i,k}$, окружностью заготовки r_3 и эвольвентными профилями a_1b_1 и a_2b_2 должен быть равен объему металла, заключенному между окружностью выступов R_e накатанного колеса, окружностью заготовки r_3 и эвольвентными профилями bc и b_1c_1 .

Площадь F головки зуба bcc_1b_1 может быть определена из равенства:

$$F_{bcc_1b_1} = 2F_{oac} + F_{occ_1} - 2F_{oab} - F_{obb_1}. \quad (1)$$

$$F = 2 \cdot F_{boc} + \frac{1}{2} R_e^2 D_e - \frac{1}{2} r_3^2 \varphi_1 \quad (2)$$

Площадь впадины F_1 , может быть определена равенством:

$$F_1 = F_{bob_2} - F_{bob_1} - 2F_{b_1a_1o} - 2F_{a_1d_1o} - 2F_{d_1o_1o} \quad (3)$$

где

$$F_{bob_2} = \frac{1}{2} r_3^2 \cdot \frac{2\pi}{z} = r_3^2 \cdot \frac{\pi}{z}, \quad (4)$$

$$F_{bob_1} = \frac{1}{2} \cdot r_3^2 \cdot \varphi_1 \quad (5)$$

$$F_{d_1o_1o} = \frac{1}{2} \cdot r_i^2 \cdot \varphi_i \quad (6)$$

С учетом этих значений получим:

$$F_1 = r_3^2 \cdot \frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \cdot r_3^2 \cdot \varphi_1 - 2F_{b_1a_1o} - 2F_{a_1d_1o} - r_i^2 \cdot \varphi_i \quad (7)$$

Величина наружного радиуса r_3 заготовки, обеспечивающего равенство площадей F и F_1 , может быть определена путем совместного решения уравнений (2) и (7). Принимая $F=F_1$, получим:

$$2 \cdot F_{boc} + \frac{1}{2} R_e^2 D_e - \frac{1}{2} r_3^2 \varphi_1 = r_3^2 \cdot \frac{\pi}{z} - \frac{1}{2} \cdot r_3^2 \cdot \varphi_1 - 2F_{b_1a_1o} - 2F_{a_1d_1o} - r_i^2 \cdot \varphi_i \quad (8)$$

Откуда, выражая r_3 , получаем:

$$r_3 = \sqrt{\frac{z}{\pi} \left[(2F_{boc} + 2F_{b_1a_1o}) + 2F_{b_1a_1o} + \frac{1}{2} R_e^2 D_e + r_i^2 \cdot \varphi_i \right]}. \quad (9)$$

где,

$$F_{\text{вс}} + F_{b, \alpha_1} = F_{c, \alpha_1, \sigma} = \int_{t_{02}}^{t_{03}} g_2(t, 0) \cdot \frac{d}{dt} f_2(t, 0) dt + \frac{1}{2} f_2(t_{02}, 0) \cdot g_2(t_{02}, 0) - \frac{1}{2} f_2(t_{03}, 0) \cdot g_2(t_{03}, 0) \quad (10)$$

$$F_{b, \alpha_1, \sigma} = \int_{t_{01}}^{t_{02}} u_2(t, 0) \cdot \frac{d}{dt} v_2(t, 0) dt + \frac{1}{2} v_2(t_{01}, 0) \cdot u_2(t_{01}, 0) - \frac{1}{2} v_2(t_{02}, 0) \cdot u_2(t_{02}, 0) \quad (11)$$

где,

$g_2(t, k), f_2(t, k)$ – эвольвенты правого в профиля параметрическом виде с поворотом на k зубьев вправо;

$u_2(t, k), v_2(t, k)$ – выкружки правого профиля в параметрическом виде с поворотом на k зубьев вправо;

t_{01}, t_{02}, t_{03} – параметры профилей.

Подставив значения выражений (10) и (11) в (9), получим:

$$r_3 = \sqrt{\frac{z}{\pi} \left[2 \left(\int_{t_{02}}^{t_{03}} g_2(t, 0) \cdot \frac{d}{dt} f_2(t, 0) dt + \frac{1}{2} f_2(t_{02}, 0) \cdot g_2(t_{02}, 0) - \frac{1}{2} f_2(t_{03}, 0) \cdot g_2(t_{03}, 0) \right) + \right. \\ \left. + 2 \left(\int_{t_{01}}^{t_{02}} u_2(t, 0) \cdot \frac{d}{dt} v_2(t, 0) dt + \frac{1}{2} v_2(t_{01}, 0) \cdot u_2(t_{01}, 0) - \frac{1}{2} v_2(t_{02}, 0) \cdot u_2(t_{02}, 0) \right) + \frac{1}{2} R_e^2 D_e + r_i^2 \cdot \varphi_i \right]} \quad (12)$$

Для проверки адекватности модели сравним результаты определения радиуса заготовки полученным использованием методики предложенной автором М.В. Барбарича и методике основанной на теории огибающих случая, когда $\alpha = \alpha_0$ и $\Delta' = 0$, т.е., когда у накатываемого колеса коэффициент смещения и припуск на механическую обработку по поверхности зубьев равны нулю. Число зубьев колес, накатываемых в холодном состоянии, находится практически в пределах от 20 до 100. Подставляя эти значения α_1 , Δ' и z_k в уравнение (12), получаем таблицу 1.

Таблица 1 – Сравнение результатов определения внешнего радиуса заготовки

	z_k	20	40	60	80	100
r_∂	Методика Барбарича М.В., основанная на описании профиля эвольвенты	5.9410	11.9431	17.9464	23.952	29.9418
	Методика, основанная на теории огибающих	5.9536	11.9497	17.9518	23.953	29.9536

где r_∂ – радиус делительной окружности.

В результате сравнения была получена уточненная модель, позволяющая на этапе проектирования более точно определять диаметр заготовки как один из важнейших параметров, влияющих на погрешность шага.

Далее рассмотрены аспекты компьютерного моделирование процесса формообразования с позиции обеспечения геометрии накатных зубчатых колес с заданными показателями качества в САЕ средах: Ansys, MSC.Marc,

LS-Dyna. Представлена структура программного комплекса препроцессинга геометрии, описано создание численной модели, настройка параметров, и моделирование процесса профилирования. Обоснован выбор модели описания материала в CAE – пакетах и определены параметры решателя на основе решения задачи теории пластичности – внедрение абсолютно жесткого клина в пластически-деформируемую среду.

В результате компьютерного моделирования процесса внедрения клина было получено суммарное усилие на клин – 459000 Н. Аналитическим путем получено усилие на клине 465000 Н. Относительная погрешность вычисления усилия на клине составила 1.4 %. Отклонение геометрии численного и аналитического решения составило 1.3 %.

Полученные результаты достигнуты при использовании билинейной модели материала с кинематическим упрочнением. В качестве схемы решения использовался автоматический алгоритм «Rezoning».

На основании полученных результатов сформирован подход, к построению численной модели получения геометрии накатного зубчатого колеса по заданной геометрии накатного инструмента, и реализован в виде алгоритма.

Методика проектирования накатных мелкозубчатых передач состоит из следующих задач: определение требуемых показателей качества к проектируемой передаче; синтез геометрии накатника; получение геометрии колеса при помощи компьютерного моделирования; анализ взаимодействия для определения качественных показателей. Если в процессе анализа взаимодействия не удалось получить оптимальные характеристики, то меняются параметры геометрии (коэффициенты смещения, числа зубьев) накатника выполняется следующая итерация поиска решения.

В третьей главе рассмотрена апробация методики. С помощью разработанного алгоритма реализовано несколько моделей, с различными параметрами формообразования и геометрией накатника.

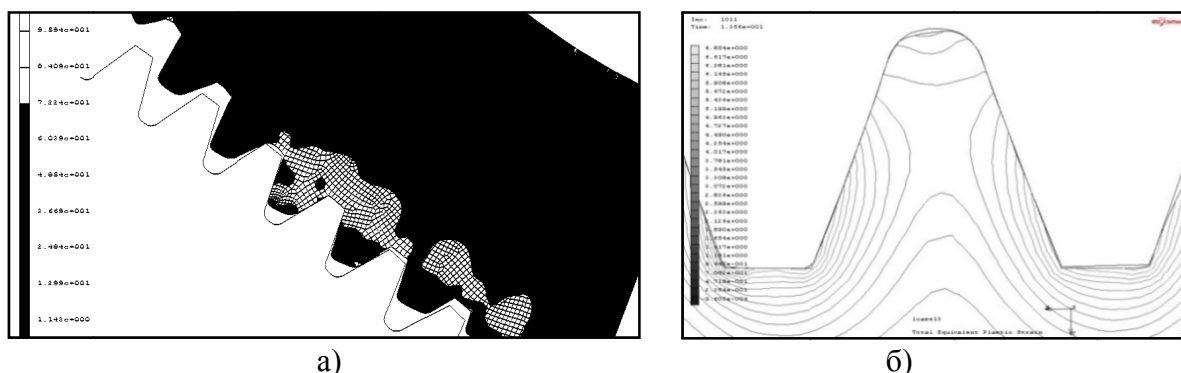


Рис. 4 – Геометрия колеса полученная в результате моделирования накатки: а – при одноступенчатом внедрении; б – при многоступенчатом внедрении

Геометрия накатного зубчатого колеса зависит от технологических параметров. При одноступенчатом внедрении накатника (за один проход), образуется асимметрия боковых поверхностей зуба (Рис. 4а). При

непрерывном или многоступенчатом внедрении накатника геометрия накатанного колеса симметрична (Рис. 4б).

Для проверки адекватности модели профилирования было разработано станочное приспособление. Станочное приспособление устанавливается вместо резцедержателя на станок 16К20 (Рис. 5). Прутковая заготовка закрепляется в патроне. Подача осуществляется в ручном или автоматическом режиме. В процессе накатывания вращающаяся заготовка входит в зацепление с накатниками. Накатники смещены по оси вращения, следовательно, заготовка вступает в зацепление с одним накатником, что обеспечивает правильное деление заготовки.

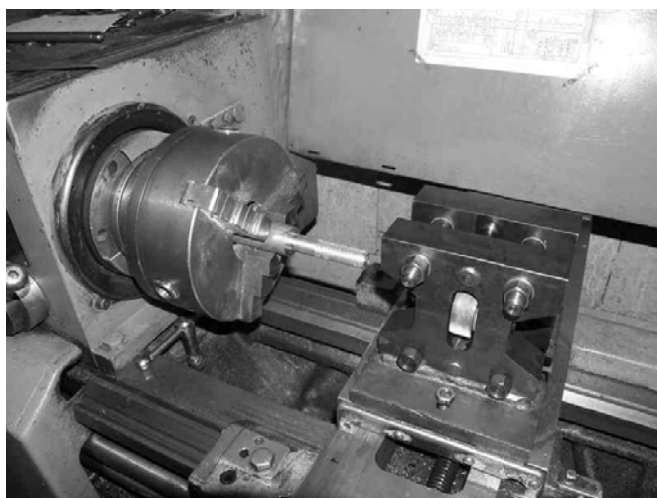


Рис. 5 – Станочное приспособление для накатывания мелко модульных зубчатых колес

Во второй части главы представлено исследование кинематических характеристик зубчатой пары с накатным зубчатым колесом. Цель исследования – сравнение кинематики привода с использованием накатного и нарезного зубчатого колеса.

В многоступенчатых приводах космических аппаратов наиболее важную роль играет первая ступень привода. Анализ статистики отказов привода показал, что наибольшему износу подвержена первая и третья ступень привода. Кинематическая неточность первой ступени вызывает динамическую нагрузку на вторую и последующие ступени. К третьей ступени крутящий момент привода достигает достаточной величины, и колебания окружной скорости приводят к возникновению повышенной ударной нагрузки. Решением данной проблемы может служить минимизация погрешности шага зубьев и обеспечение плавного входа зубьев в зацепление.

Анализ влияния геометрических параметров накатника на плавность хода быстроходной ступени привода производился при помощи пакета MSC.visualNastranDesktop. Для оценки динамики были выбраны пары со следующими параметрами $m = 0,3$ мм, $z_H = 198$, $z_K = 76$, $z_{ш} = 24$. Управляющие параметры – коэффициенты смещения накатника, и шестерни (Таблица 2).

Таблица 2 – Параметры колес

Параметры \ № _{п/п}	1*	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Коэффициент смещения накатника	-	0	0	0	0	0,1	-0,1	-0,5	-1	-2
Коэффициент смещения колеса	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Коэффициент смещения шестерни	0,3	0,3	0,5	0,7	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95

* - эталонное нарезное колесо

За эталонную передачу принята нарезная пара. При построении модели нарезного колеса технологические погрешности не учитываются, следовательно, колесо имеет практически нулевую погрешность геометрии.

На рис. 6 представлен график сравнения результатов моделирования кинематики зубчатой пары. Среднее отклонение угловой скорости в передаче с нарезным колесом 21,039 град/сек, с накатным колесом 29,567 град/сек.

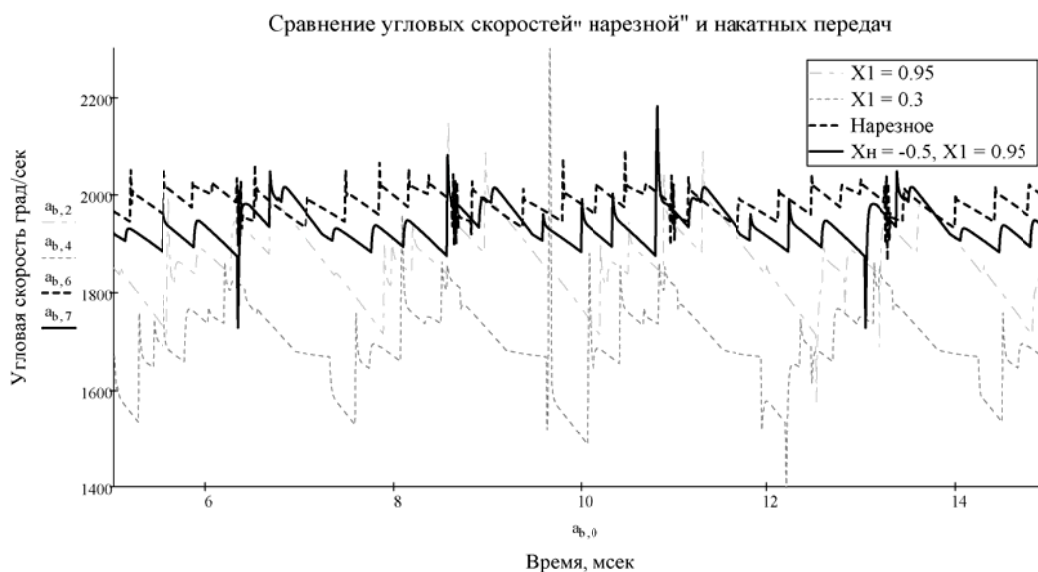


Рис. 6 – Сравнение результатов моделирования эталонной передачи с накатными

Далее приведено сравнение численного и натурального экспериментов. Целью натурального эксперимента является проверка параметров и допущений, принятых в численной модели. Для проверки использовался профиль колеса накатанного при одноступенчатом внедрении в соответствии с натурным экспериментом. Для сравнения использовались колеса накатанные накатниками с параметрами $z_H = 198$, $m = 0.3$ мм, $x = 0$. Параметры колеса – $z_k = 76$, $m = 0.3$, $x = 0$.

Результаты имитационного моделирования

Результаты экспериментальных исследований

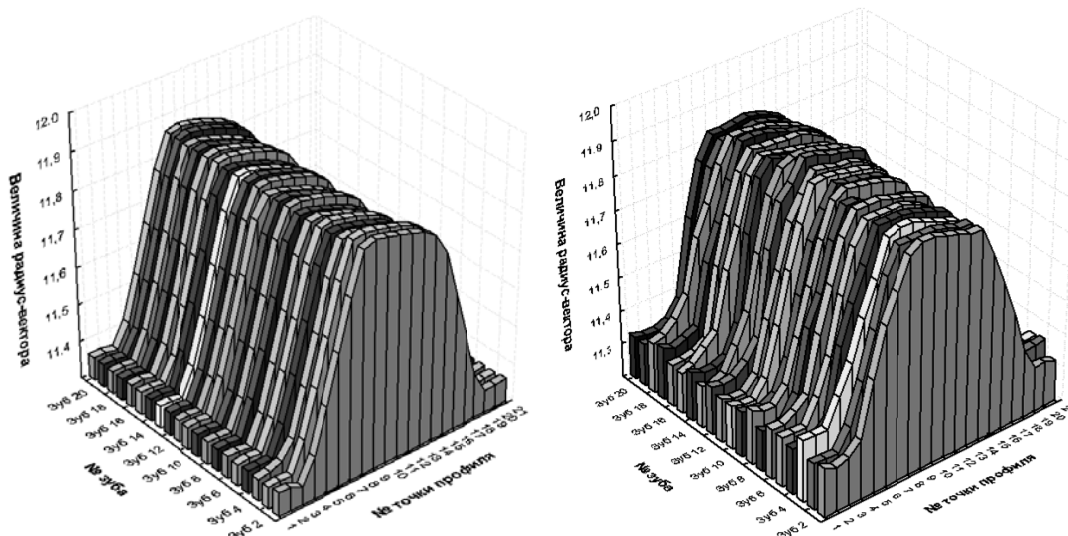
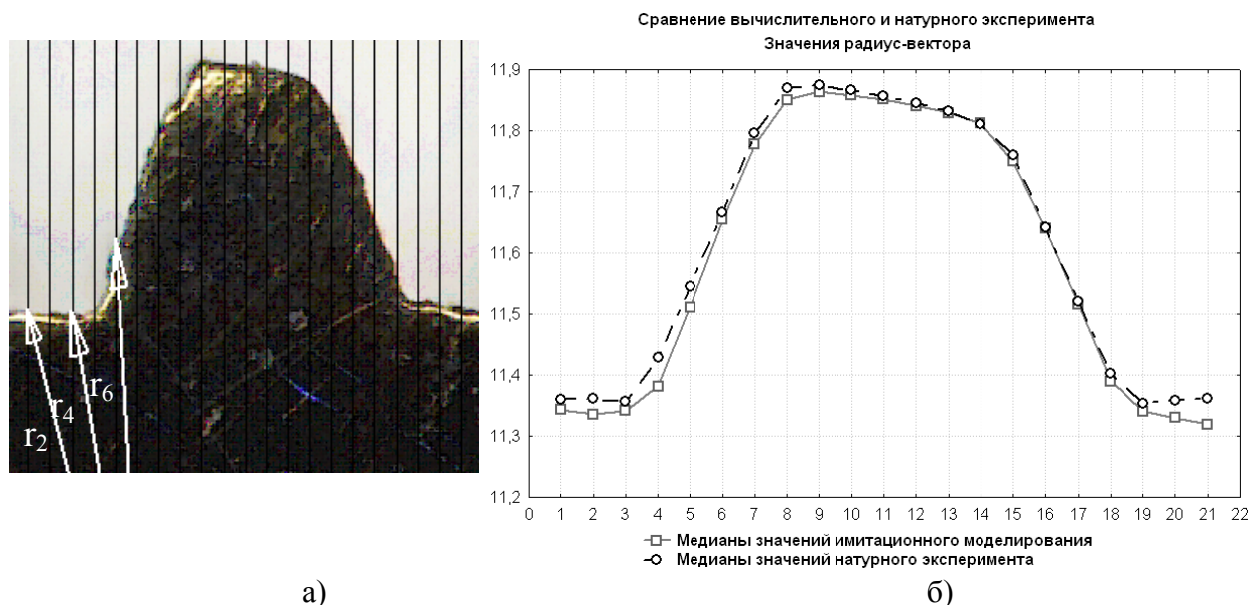


Рис. 7 – Результаты замеров 20 зубьев имитационного и натурального экспериментов

Сравнение результатов натурального и имитационного эксперимента проведено по медианам измерений точек профиля 20 зубьев (рис. 7). Для анализа геометрии накатного колеса полученного в результате натурального эксперимента с помощью цифрового микроскопа с размерной шкалой фотографируется торец колеса. Затем фотоснимок импортируется в САД пакет, масштабируется согласно измерительной шкале, и производятся замеры. Инструментальная погрешность измерений при таком подходе составляет ± 3.5 мкм. Для сравнения результатов полученный профиль зуба разбивается на 20 равных отрезков от середин впадины перед зубом до середины впадины после. После чего определяется расстояние от центра колеса до пересечения поверхности зуба и измерительной прямой (Рис. 8а). В результате на каждый профиль получено 20 величин. Зуб колеса полученного при помощи натурального эксперимента, обмеряется аналогично.



а)

б)

Рис. 8 – Сравнение численного и натурального эксперимента: а – методика; б – медианы значений радиус-векторов

Максимальное расхождение медиан точек профилей (Рис. 8б) составляет 46 мкм на точке № 4. Проведенные исследования доказывают состоятельность принятых допущений в выборе модели поведения материала и в выборе подхода к численному моделированию.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

- Разработана комплексная методика для определения параметров накатывания мелко модульных зубчатых передач при накатывании цилиндрическими накатниками, изготовленными зубофрезерованием с использованием стандартного зуборезного инструмента, основанная на полученном в данной работе математическом описании профиля накатника позволяет обеспечить управление свойствами передачи на стадии проектирования.
- Обоснован выбор зубчатой передачи быстроходной ступени механизма привода (КА) с длительным сроком активного существования (САС) как «слабого звена» в системе АВПКО.
- Обоснован выбор модели материала для численного моделирования процесса профилирования для повышения достоверности результатов.
- Уточнена математическая модель определения диаметра заготовки для накатки зубчатого колеса в параметрическом виде с использованием теории огибающих кривых, позволяющая выбирать параметры заготовки с большей точностью
- Выполнено компьютерное моделирование процесса накатывания мелко модульных зубчатых колес. Полученные результаты позволяют рекомендовать использованные модели на стадии проектирования.
- Разработана и реализована экспериментальная установка для накатывания мелко модульных зубчатых колес, проведены натурные эксперименты доказывающие адекватность используемых моделей.
- Разработана методика измерения геометрии мелко модульных зубчатых колес на основе использования цифрового оптического микроскопа и обработки изображения на ЭВМ.
- Разработан интерфейс передачи результатов моделирования процесса профилирования в САД пакет для целей исследования кинематики, динамики, напряженно-деформированного состояния зубчатой передачи.
- Результаты сравнительного исследования теоретического профиля и профиля зубьев физической модели удовлетворяют требованиям поставленной задачи оценки возможности использования мелко модульных накатных зубчатых колес в быстроходных ступенях приводов спецназначения и соответствует сравнительному анализу плавности хода зубчатой передачи с нарезанными стандартным зуборезным инструментом и накатными зубчатыми колесами.

- Определены способы повышения точности результатов моделирования для решения задач профилирования, основанные на использовании бессеточных методов теории SPH и EFG, использование совместных формулировок конечных элементов Лагранжа – Эйлера(ALE) и операции «Rezoning».
- Выявлено влияние вариантов процесса накатывания на геометрию и уровень остаточных напряжений зубчатого венца в результате профилирования.
- Разработаны и зарегистрированы программные продукты для препроцессинга геометрии прямозубых цилиндрических зубчатых колес в САЕ пакеты (№ 2006613228), модуль для создания траектории движения точки контакта профилей прямозубых зубчатых колес(а.с. №200661327)

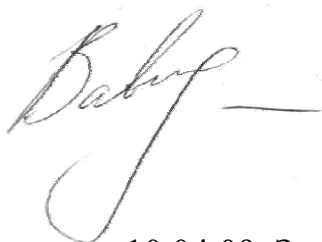
Основное содержание диссертационной работы отражено в публикациях:

1. **Вавилов, Д. В.** Моделирование накатывания мелко модульных цилиндрических зубчатых передач с заданными показателями качества / Д. В. Вавилов, А. А. Иптышев, В. И. Усаков // Вестник сибирского государственного аэрокосмического университета. Вып. 18. г. Красноярск: СибГАУ, 2008, с. 67 – 70.
2. **Вавилов, Д.В.** Определение внешнего диаметра заготовки для накатывания мелко модульного зубчатого колеса /Смирнов А.П., Вавилов Д.В. // Сборник материалов Всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. В 2-х частях. Часть II / Сост.: Сувейзда В.В.; КРО НС «Интеграция», - Красноярск, 2008. с. 308-310
3. **Вавилов, Д. В.** Исследование процесса профилирования мелко модульных зубчатых передач пластическим деформированием / Д. В. Вавилов // Материалы XI международной научной конференции, посвященной памяти генерального конструктора ракетно-космических систем академика г. Красноярск: СибГАУ, 2007, с. 112 – 113.
4. **Вавилов, Д. В.** Оценка адекватности современных методов формирования профиля зубчатого колеса /Д. В. Вавилов, А. А. Иптышев Н. А. Колбасина // материалы 11 международной научно-практической конференции студентов и молодых ученых «Современные техника и технология» г. Томск 28 марта – 1 апреля 2005 г. труды в двух томах: Изд-во Томского политехн. ун-та 2005. – Т1 с. 137-138
5. **Вавилов Д. В.** Имитационное моделирование процесса профилирования прямозубого цилиндрического зубчатого колеса / Д. В. Вавилов, А. А. Иптышев, Н. А. Колбасина // М102 Молодежь и наука – третье тысячелетие: Сб. материалов Всероссийской научной

конференции студентов, аспирантов и молодых ученых/ Сост.: Сувейдза В.В. ГУЦМиЗ, КРО НС «Интеграция», - Красноярск, 2004. – с. 498

6. **Вавилов Д. В.** Разработка программного комплекса для моделирования цилиндрических прямозубых передач /Д. В. Вавилов, А. А. Иптышев Н. А. Колбасина // CAD/CAM/CAE/CALS Бюллетень № 1(6) 2005 г. отв. Ред. М.П. Головин Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2005 с. 15 -28
7. **Vavilov D. V.** Project tool development for precision gear profile forming by knurling /D.V. Vavilov, A.A. Iptyshev, N.A. Kolbasina // Proceedings of the 12th International Scientific and Practical Conference of Students, Post-graduates and young Scientists Modern techniques and technologies. TPU Publishing. – Tomsk, Russia 2006. p. 71. – 72.
8. **Vavilov D. V.** Evaluation of adequacy of modern methods of gear profile shaping / D.V. Vavilov, A.A. Iptyshev, N.A. Kolbasina // Proceedings of the 11th International Scientific and Practical Conference of Students, Post-graduates and young Scientists Modern techniques and technologies. TPU Publishing. – Tomsk, Russia 2005. p. 60. – 62.
9. **Вавилов Д. В.** Программный модуль для нахождения точки контакта профилей прямозубых зубчатых колес / Д.В.Вавилов, В.И. Усаков, А.А. Иптышев, Н.А. Колбасина, А.П. Смирнов // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 200661327
10. **Вавилов Д. В.** Программный модуль для создания траектории движения накатного инструмента для цилиндрических зубчатых колес / Д.В.Вавилов, В.И. Усаков, А.А. Иптышев, Н.А. Колбасина, А.П. Смирнов // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 200661326
11. **Вавилов Д. В.** Программный комплекс для препроцессинга геометрии прямозубых цилиндрических зубчатых колес в САЕ пакеты / Д.В.Вавилов, В.И. Усаков, А.А. Иптышев, Н.А. Колбасина, А.П. Смирнов // Свидетельство об официальной регистрации программы для ЭВМ № 200661328

Соискатель:



Подписано в печать 10.04.09. Заказ № 2/328
Формат 60×90/16. Усл. печ. л.1. Тираж 100 экз.
ИПК Сибирского Федерального Университета
660074, Красноярск, ул. Киренского, 28