

БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК 621.833.16

ПЕЧКОВСКАЯ Ольга Евгеньевна

**ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И СНИЖЕНИЕ
МАТЕРИАЛОЕМКОСТИ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧ ПУТЕМ МОДИФИКАЦИИ ВНУТРЕННЕГО
ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.02.02

«Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Могилёв, 2008

Работа выполнена в Государственном учреждении высшего профессионального образования «Белорусско-Российский университет»

Научный руководитель

Пашкевич Михаил Федорович,
доктор технических наук, профессор,
профессор кафедры «Технология
машиностроения» ГУВПО «Белорусско-
Российский университет», г. Могилев.

Официальные оппоненты:

Старжинский Виктор Евгеньевич,
доктор технических наук, старший
научный сотрудник, заведующий
лабораторией расчета и конструирования
изделий из полимерных композиционных
материалов ГНУ «Институт механики
металлополимерных систем им. В.А. Белого
НАН Беларуси», г. Гомель,

Баханович Александр Геннадьевич,
доктор технических наук, доцент,
заведующий научно-исследовательской
инновационной лабораторией ременных
передач и систем приводов УО «Белорусский
национальный технический университет»,
г. Минск.

Оппонирующая организация

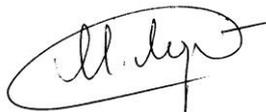
УО «Полоцкий государственный
университет», г. Новополоцк.

Защита состоится «03» декабря 2008 г. в 13⁰⁰ на заседании Совета по защите диссертаций К 02.18.02 в ГУВПО «Белорусско-Российский университет» по адресу: 212005, г. Могилев, пр. Мира, 43, телефон ученого секретаря 80296875121, e-mail: lustenkov@yandex.ru.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ГУВПО «Белорусско-Российский университет».

Автореферат разослан « » _____ 2008 г.

Ученый секретарь Совета по защите
диссертаций, кандидат технических
наук, доцент



М.Е. Лустенков

ВВЕДЕНИЕ

Технический уровень машин определяется соответствующим уровнем передаточных механизмов в их приводах, то есть нагрузочной способностью, надежностью, КПД, быстроходностью и материалоемкостью этих механизмов. Наиболее высокий технический уровень приводов обеспечивает применение эксцентриковых зубчатых передач, сочетающих в себе малые габаритные размеры при значительной передаваемой мощности и широких кинематических возможностях в части достижения больших передаточных отношений. И хотя такие передачи являются достаточно изученными, их исследования активно продолжаются с использованием современных компьютерных технологий, которые позволяют на основе моделирования зубчатых зацеплений пересмотреть традиционные точки зрения и уточнить ранее сформулированные положения. Применение современных пакетов программ 3D-моделирования позволяет не только ускорить процесс проектирования передач, но и обеспечить требуемые их эксплуатационные свойства

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Связь работы с крупными научными программами, темами

Научные исследования по теме диссертации проводились в рамках раздела «Расширение кинематических возможностей и снижение материалоемкости планетарной передачи 2К-Н модификацией зубчатого зацепления», включенного в Государственную комплексную программу научных исследований «МЕХАНИКА» на 2006-2010 г.г., тема ГБ-063ф, № ГР 20061429. Тема диссертационной работы соответствует приоритетному направлению фундаментальных научных исследований Республики Беларусь «Механика машин, обеспечение надежности и безопасности технических систем, повышение конкурентоспособности продукции машиностроения» в части разработки теории проектирования на основе компьютерных методов расчета и моделирования (пункт 2.3 Постановления Совета Министров Республики Беларусь № 512 от 17.05.2005 г.).

Цель и задачи исследования

Целью работы является создание инженерных методов расчета и проектирования эксцентриковых зубчатых передач с повышенной нагрузочной способностью и пониженными массогабаритными параметрами.

Для достижения поставленной цели требуется решить следующие задачи:

- разработать компьютерные модели и методику автоматизированного расчета геометрических параметров зацепления эксцентриковых зубчатых передач с разностью чисел зубьев колес, равной единице, которые позволят при исполь-

зовании эвольвентного зубчатого профиля исключить интерференцию зубьев и использовать при его формообразовании стандартный зуборезный инструмент;

- на основе исследования закономерностей пересопряжения зубьев в эксцентриковых передачах оценить возможность увеличения многопарности зацепления, позволяющей повысить нагрузочную способность этих передач, и с использованием полученных результатов, разработать методику их прочностного расчета;

- оценить возможность повышения кинематической точности и плавности работы эксцентриковых передач за счет повышенной многопарности зацепления и на этой основе установить область их применения в приводах различных машин и механизмов;

- провести экспериментальные исследования и производственные испытания опытных и промышленных образцов эксцентриковых передач с модифицированным зубчатым зацеплением.

Объектом исследования являются эксцентриковые зубчатые передачи с разностью чисел зубьев колес во внутреннем эвольвентном зацеплении, равной единице, для приводов различных машин, механизмов и технологического оборудования. В роли предмета исследования выступают характеристики технического уровня редукторов, созданных на основе таких передач (нагрузочная способность, материалоемкость, многопарность зацепления, кинематическая точность, плавность работы, КПД). Выбор объекта и предмета исследования обусловлен приоритетными направлениями научных исследований в Республике Беларусь.

Положения, выносимые на защиту:

- методика расчета и проектирования модифицированных эксцентриковых зубчатых передач при разности чисел зубьев колес, равной единице, в основу которой положено применение модифицированного зубчатого профиля сателлита, формируемого стандартизованным серийно выпускаемым зубообрабатывающим инструментом, а использование которой позволяет повысить кинематическую точность, плавность работы и нагрузочную способность передач этого типа, а также снизить их материалоемкость;

- результаты компьютерного моделирования внутреннего эвольвентного зацепления при разности чисел зубьев колес, равной единице, и полученные на его основе новые математические соотношения, определяющие величины модификаций профиля зубьев сателлита;

- технологические методы получения модифицированного зацепления стандартными зуборезными инструментами;

- результаты экспериментальных исследований опытных образцов планетарных редукторов, разработанных на основе модифицированной эксцентриковой передачи.

Личный вклад соискателя

Разработка научно-методических подходов и выбор основных направлений исследований осуществлены совместно с научным руководителем д.т.н., профессором М.Ф. Пашкевичем. Опубликованные по теме диссертации работы выполнены автором лично и в соавторстве с научным руководителем. В опубликованных работах автор осуществлял постановку задач, предлагал направления решения научных проблем, проводил теоретические и экспериментальные исследования, формулировал общие подходы к проблеме повышения нагрузочной способности и снижения материалоемкости эксцентриковых зубчатых передач. Компьютерное моделирование исследуемого зацепления было выполнено при участии д.т.н., доцента В.М. Пашкевича и аспиранта кафедры «Технология машиностроения» Д.А. Забелина. Результаты научных исследований, приведенные в диссертации, получены соискателем лично.

Апробация результатов диссертации

Основные положения работы были доложены и обсуждены на республиканских и международных научно-технических конференциях: «Исследования и разработка в области машиностроения, энергетики и управления» (ГГТУ, г. Гомель, 2005 г.), «Содружество наук. Барановичи – 2005» (БарГТУ, г. Барановичи, 2005 г.), «Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности» (БРУ, г. Могилев, 2005, 2006 г.г.), «Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии» (БРУ, г. Могилев, 2005, 2006 г.г.).

Опубликованность результатов

Результаты диссертации опубликованы в 19 работах, в том числе 7 статьях в научно-технических журналах, включенных в перечень изданий ВАК Республики Беларусь для опубликования результатов диссертационных исследований (объем 3 а.л.), а также в описании к патенту на полезную модель, 1 статье в сборнике научных трудов и 10 тезисах докладов в сборниках тезисов по результатам участия в научно-технических конференциях (объем 1,26 а.л.).

Структура и объем диссертации

Диссертация состоит из введения, общей характеристики работы, основной части, содержащей 5 глав, заключения, библиографического списка из 139 наименований и приложений. Структура диссертационной работы обусловлена логической последовательностью решения задач для достижения поставленной цели. В первой главе диссертации приведен анализ особенностей кинематики эксцентриковых передач, рассмотрены существующие пути повышения их передаточных отношений и технического уровня. На основе литературного анализа, во второй главе с широким использованием компьютерного моделирования исследуются геометрия и многопарность внутреннего зубчатого зацепления с модифицированными зубьями колес. Третья глава посвящена анализу сил в зацеплении и прочностным расчетам элементов передачи. Результаты экспери-

ментальных исследований опытных образцов эксцентриковых зубчатых передач с разностью чисел зубьев колес, равной единице, представлены в четвертой главе диссертации. В пятой главе приведена методика расчета эксцентриковых передач с модифицированным зацеплением, предложены типовые конструкции и определена область рационального использования редукторов, выполненных на основе таких передач. В приложениях содержатся результаты экспериментальных исследований, а также акты внедрения разработок в производство и учебный процесс Белорусско-Российского университета. Полный объем диссертации составляет 235 страниц. Диссертация содержит 100 страниц текста, 93 рисунка, 2 таблицы, объем приложений – 81 страница.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В первой главе выполнен анализ существующих способов расширения кинематических возможностей и повышения технического уровня зубчатых передач, представленных в работах Кудрявцева В.Н., Кирдяшева Ю.Н., Айрапетова Э.Л., Генкина М.Д., Берестнева О.В., Скойбеды А.Т., Жука И.В., Гавриленко В.А., Скворцовой Н.А., Бостана И.А., Шанникова В.М., Борисенко Л.А. и многих других ученых. Этими работами, посвященными изучению геометрии, исследованию сил в зацеплениях, прочностным расчетам, оценке эксплуатационных показателей планетарных зубчатых передач, созданы основы расчета и проектирования этих передач, а также намечены пути дальнейшего их совершенствования, которые легли в основу настоящей диссертационной работы.

В результате проведенного в данной главе анализа работы планетарных эксцентриковых передач $2K-H$ и $K-H-V$ было установлено, что эти передачи по их основным признакам являются одинаковыми, в связи с чем их можно рассматривать как идентичные передачи, объединив единым названием – эксцентриковые зубчатые передачи.

Показано, что в эксцентриковых зубчатых передачах только при разности чисел зубьев колес во внутреннем эвольвентном зацеплении, равной единице, обеспечиваются достижение наибольшего из всех возможных передаточного отношения, а также максимальное снижение их массогабаритных параметров. Но, несмотря на эти положительные свойства и проведенные исследования, для эксцентриковых передач пока не создана достаточная научная база, которая позволила бы реализовать такие передачи в приводах машин и механизмов, а также обеспечить повышение технического уровня этих приводов.

Установлено, что наиболее просто реализовать такое зацепление можно путем регулирования диаметров зацепляющихся колес. Так, для размещения сателлита с числом зубьев z_1 внутри центрального колеса с числом зубьев z_2 его диаметр вершин зубьев d_{a1} необходимо выбирать по соотношению

$$d_{a1} = mz_2, \quad (1)$$

где m – модуль зацепления,

а величину эксцентриситета эксцентрика принимать равной

$$e = m. \quad (2)$$

В этом случае диаметральные размеры сателлита оказываются уменьшенными, высота зубьев сателлита и размеры центрального колеса с внутренними зубьями подчиняются известным соотношениям теории эвольвентных зацеплений, а передаточное отношение передачи при этом оказывается равным числу зубьев сателлита ($i = z_1$).

Такая зубчатая передача может быть сведена к передаче со смещением исходного контура сателлита. При этом центральное колесо в данном случае представляет собой зубчатое колесо с внутренними зубьями без смещения, а сателлит – зубчатое колесо с внешними зубьями – имеет постоянный коэффициент смещения $x_1 = -0,5$ при любых значениях чисел зубьев колес в зацеплении и разности чисел зубьев $z_d = 1$.

Соблюдение соотношений (1) и (2) при $z_d = 1$ является необходимым, но не достаточным условием работоспособности передачи. Необходимо учитывать интерференцию, имеющую место при малой разности чисел зубьев, и профиль зубьев одного или обоих зацепляющихся колес требуется модифицировать. Лучше всего проводить модификацию сателлита. Определение величины и способа модификации при этом возможно на основе имитации работы зубчатого зацепления путем создания компьютерных моделей.

Во второй главе на основе 3D-моделирования внутреннего эвольвентного зацепления в эксцентриковой передаче при разности чисел зубьев колес, равной единице, предложен наиболее технологичный способ устранения интерференции зубьев, состоящий в их модификации лишь у одного из зацепляющихся колес – сателлита.

В программном обеспечении AutoCad на языке программирования Visual Basic for Application составлена программа, алгоритм которой заключается в следующем. После построения зубчатых колес с учетом соотношений (1) и (2) моделируется их обкат, т.е. повороты сателлита, находящегося в зацеплении с центральным колесом, на малые углы и удаление интерференций. В результате одного полного оборота сателлита при неподвижном центральном колесе интерференция зубьев в модели полностью ликвидируется.

Таким образом, в результате компьютерного моделирования получено внутреннее эвольвентное зацепление при условии $z_2 - z_1 = 1$, исключающее интерференцию зубьев (рисунок 1), а также расчет геометрических размеров мо-

дифицированного зуба сателлита. При сравнении колес до и после удаления поверхностей пересечений зубьев определяется величина модификации профиля зубьев сателлита ΔS .

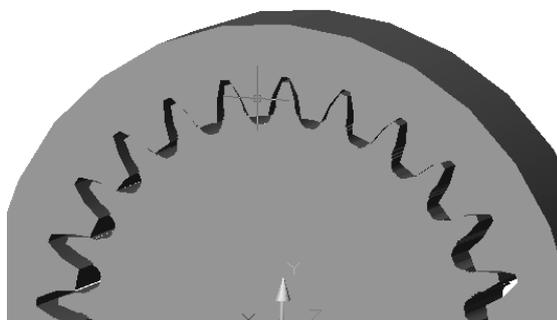
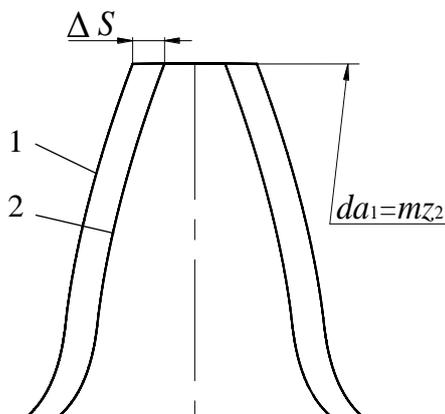


Рисунок 1 – Внутреннее зубчатое зацепление с модифицированным профилем зубьев сателлита

Анализ результатов компьютерного моделирования зубчатых колес показал, что модифицированный профиль зубьев сателлита при любых значениях чисел зубьев колес и модулей зацепления является эквидистантным по отношению к профилю зуба до модификации с тангенциальным смещением ΔS (рисунок 2).



1 – до модификации; 2 – после модификации

Рисунок 2 – Профиль зубьев сателлита

Таким образом, показано, что разработанная методика модификации зубчатого зацепления не приводит к изменению эвольвентной формы зубьев и, как следствие, не изменяет условия работы зубчатого зацепления.

Установлено, что при $z_d = 1$ величина тангенциального смещения (утонения зубьев) сателлита ΔS , обеспечивающая наличие гарантированного бокового зазора в зацеплении, равномерно увеличивается с возрастанием модуля, не зависит от числа зубьев зацепляющихся колес и может быть определена по соотношению

$$\Delta S = 0,2m. \quad (3)$$

Формообразование модифицированных зубьев эксцентриковой передачи с разностью чисел зубьев колес, равной единице, можно выполнить с помощью стандартного зуборезного инструмента. При этом диаметр заготовки, соответствующий диаметру вершин зубьев сателлита, выбирают по соотношению (1). Червячной фрезой (или долбяком) с модулем m ведут формообразование зубьев сателлита в количестве $z_1 = z_2 - 1$. Затем производят доработку профиля зубьев, т.е. их модификацию. По своей сущности модификация профиля зубьев представляет собой их чистовую обработку известными способами (чистовое зубофрезерование, чистовое зубодолбление, шевингование, шлифование). Припуск на чистовую обработку зубьев с каждой стороны выбирается равным величине тангенциального смещения $\Delta S = 0,2m$.

Возможны два варианта доработки. Согласно первому варианту, червячную фрезу смещают в осевом направлении на величину ΔS и дорабатывают сначала одну сторону зуба, а затем, при противоположном смещении на $2\Delta S$, – другую. Согласно второму варианту, определяют угловой параметр модификации из соотношения

$$\gamma = 2\Delta S / d_1, \quad (4)$$

где d_1 – делительный диаметр сателлита,

и заготовку сателлита с уже выполненными на ней зубьями поворачивают на угол γ вокруг ее оси и ведут обработку зубьев с одной стороны, затем поворачивают заготовку сателлита на угол 2γ в противоположном направлении и ведут обработку зубьев с другой стороны.

Модифицированный профиль зуба может быть также получен при обработке сателлита методом копирования дисковой или пальцевой модульной фрезой, подобранными из стандартного ряда, либо заточенными по координатам профиля впадины.

Анализ полученных моделей внутреннего зацепления при различных сочетаниях z_1 и z_2 позволил также установить минимальную разность чисел зубьев прямозубых колес в передаче без смещения исходного контура и модификации для исключения интерференции зубьев. Показано, что эксцентриковая передача может быть успешно реализована без опасности возникновения заклинивания при $z_d \geq 7$ даже при малых значениях чисел зубьев колес в зацеплении.

Установлено, что разработанная методика модификации зубьев применима также к зацеплениям с разностью чисел зубьев ($z_d = 2 \dots 6$).

На основе анализа компьютерных моделей было установлено, что независимо от числа зубьев сателлита и направления его вращения, в зацеплении состоит несколько пар зубьев (рисунок 3), расположенных симметрично оси сим-

метрии эксцентрика и на некотором удалении от этой оси, т.е. имеет место многопарность зубчатого зацепления.

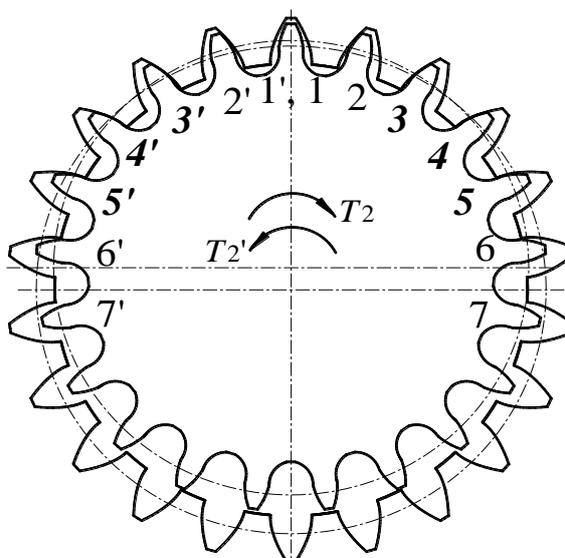


Рисунок 3 – Схема модифицированного зубчатого зацепления ($z_1 = 21$)

Так, при вращении сателлита по часовой стрелке в зацеплении находятся пары зацепляющихся зубьев, расположенные справа от плоскости симметрии передачи (3, 4, 5), а при его вращении против часовой стрелки крутящий момент передают пары зубьев, расположенные слева от плоскости симметрии передачи (3', 4', 5'). Это позволяет утверждать, что передача с модифицированным зацеплением хорошо может зарекомендовать себя в условиях реверсивной работы.

Установлено, что нагрузку передают две или три пары зубьев модифицированной передачи. В зацеплениях с числами зубьев сателлита, находящихся в интервалах 24...27, 33...36, 42...45, 51...54 и т.д., через четыре, вращение передают две пары зубьев, т.е. число пар зубьев, гарантированно состоящих в зацеплении $n_z = 2$, а в зацеплениях с числами зубьев сателлита, находящихся в интервалах 28...32, 37...41, 46...50 и т.д., через пять, вращение передают три пары зубьев – $n_z = 3$.

С двух сторон от указанных трех пар зубьев, находящихся в зацеплении, в парах зубьев с номерами 2 (2') и 6 (6') имеют место незначительные зазоры. С увеличением z_1 эти зазоры уменьшаются и составляют сотые доли миллиметра для десяти и более пар зубьев. Путем моделирования зацеплений в широком диапазоне чисел зубьев установлено, что в модифицированных эксцентриковых передачах с разностью чисел зубьев колес, равной единице, число пар зацепляющихся зубьев с учетом их податливости составляет от 12 до 20 % от числа зубьев сателлита.

Эти пары зубьев при передаче нагрузки и возникновении упругих деформаций окажутся работающими. Следовательно, в отличие от немодифицированной зубчатой передачи, где коэффициент перекрытия обычно невелик, в исследуемой передаче одновременно в зацеплении участвует значительно большее число пар зубьев. Это позволяет разделить передаваемую нагрузку на большее число зацепляющихся пар и тем самым значительно повысить нагрузочную способность передачи при обеспечении минимальных массогабаритных параметров.

В третьей главе предложена методика прочностного расчета модифицированной эксцентриковой зубчатой передачи при разности чисел зубьев колес во внутреннем зацеплении, равной единице, учитывающая многопарность зацепления, уменьшение толщины зубьев сателлита по сравнению со стандартными зубьями и использующая классические методы расчетов зубчатых передач на контактную и изгибную прочность.

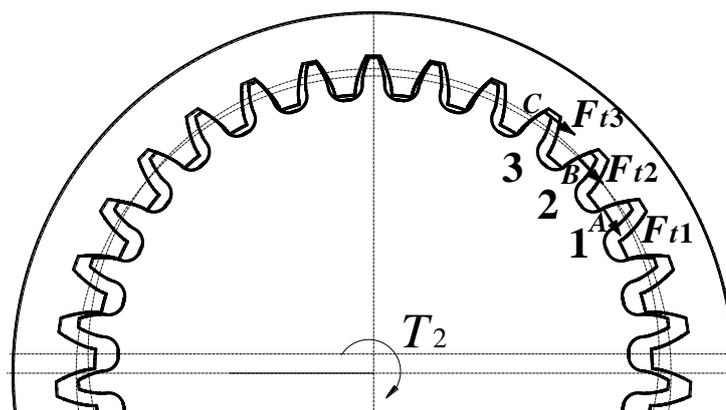
Установлен характер распределения нагрузки в многопарном зацеплении. Значение окружной силы, действующей на один зуб и служащей для расчета на прочность зуба сателлита, принимается равным

$$F_{tp} = F_t k_i = 2T_2 k_i / d_1, \quad (5)$$

где F_t – окружная сила в зацеплении;

T_2 – передаваемый момент;

k_i – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки, соответствующий модифицированному зубу, состоящему в зацеплении и подлежащему расчету на прочность (рисунок 4).



A, B, C – точки контакта зубьев сателлита и центрального колеса;

1, 2, 3 – номера контактирующих зубьев сателлита

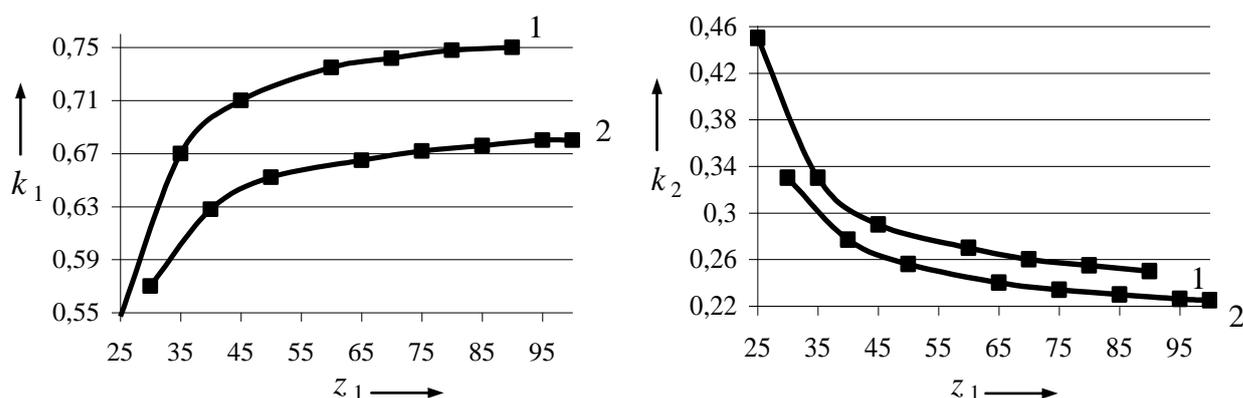
Рисунок 4 – Схема для силового анализа ($z_1 = 50$)

Анализ результатов расчета коэффициентов, учитывающих распределение нагрузки, показал, что для широкого диапазона чисел зубьев колес (рисунок 5) независимо от модуля зацепления эти коэффициенты составляют:

$$k_1 = 0,55...0,75, \quad (6)$$

$$k_2 = 0,45...0,23, \quad (7)$$

$$k_3 = 0,0935...0,0941. \quad (8)$$



$$1 - n_z = 2; 2 - n_z = 3$$

Рисунок 5 – Графики зависимости коэффициентов, учитывающих распределение нагрузки k_1 и k_2 , от числа зубьев сателлита

Установлено, что независимо от числа зубьев сателлита, модуля зацепления и числа зубьев n_z , состоящих в зацеплении, наибольшие контактные напряжения возникают в зубе сателлита с номером 1 в точке контакта A , а напряжения изгиба – в зубе с номером 2 при его взаимодействии с зубом центрального колеса в точке B (рисунок 4). При этом условие прочности зубьев по контактным напряжениям при разности чисел зубьев колес, равной единице, имеет вид

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{ET_2 k_1 k_H}{bm^2 z_1 z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a_2} (0,47 z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a_2} - 0,88)}} \leq \sigma_{Hp}, \quad (9)$$

где E – приведенный модуль упругости;

k_H – коэффициент расчетной нагрузки по контактным напряжениям;

b – ширина венца сателлита;

σ_{Hp} – допускаемые контактные напряжения;

α_{a_2} – угол профиля зуба центрального колеса на окружности вершин

$$\alpha_{a_2} = \arccos \left(\frac{0,94 z_2}{z_2 - 1,6} \right). \quad (10)$$

Условие прочности модифицированных зубьев по напряжениям изгиба при $z_d = 1$ имеет вид

$$\sigma_F = \frac{T_2 k_2 k_F (12,9H - 0,85m)}{m^3 z_1 b} \leq \sigma_{Fp}, \quad (11)$$

где k_F – коэффициент расчетной нагрузки по напряжениям изгиба;

σ_{Fp} – допускаемые напряжения изгиба;

H – высота зуба до опасного сечения

$$H = \sqrt{(0,47mz_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} + 2,07m)^2 + (0,47mz_1)^2} - 0,5m(z_1 - 3). \quad (12)$$

При проектных расчетах из условия прочности (11) определяют модуль зацепления m или ширину зубчатого венца b .

Следует отметить, что зависимости для определения контактных и изгибных напряжений (9) и (11) получены без учета повышенной податливости модифицированных зубьев сателлита, которая в условиях нагружения передачи приводит к значительному увеличению числа пар зубьев, состоящих в зацеплении и, как следствие, к уменьшению напряжений.

Путем конечно-элементного моделирования модифицированного зацепления подтверждены его многопарность и установленный характер распределения нагрузок в зацеплении, положенный в основу расчета зубьев на прочность.

Расчетами установлено и численным анализом, реализованном на основе метода конечных элементов, подтверждено, что в результате повышенной многопарности зацепления наибольшие величины контактных напряжений в эксцентриковой модифицированной передаче до 1,3 раз меньше, чем в стандартном зацеплении, также обеспечивающем разность чисел зубьев колес, равную единице, и выполненном на основе смещения исходного контура при нарезании обоих зубчатых колес зацепления. Напряжения изгиба в такой передаче до 1,9 раз меньше, чем в зубьях колес, полученных без смещения и модификации, аналогичной эксцентриковой передаче.

Установлено также, что нагрузочная способность модифицированной передачи увеличена в 1,5...1,9 раз, по сравнению со стандартной, а модуль зацепления и габаритный радиальный размер передачи могут быть снижены до 1,38 раз.

Доказано, что податливость модифицированных зубьев сателлита увеличена до 1,75 раз по сравнению с немодифицированными зубьями. На основе интегрирования дифференциального уравнения изогнутой оси зуба как консольной балки получена аналитическая зависимость для определения прогибов в произвольных сечениях зуба сателлита

$$y = \frac{31,1F_t}{Eb} (\ln|1,37h_0 + x - l| + \frac{h_0 - 0,73l}{h_0 - 0,73(l - x)} + \frac{22,65F_t x}{Ebh_0} (0,36 \frac{l}{h_0^2} + 0,5)) - \frac{31,1F_t}{Eb} (\ln 1,37h_0 + 1 - \frac{0,73l}{h_0} + \frac{22,65l}{Ebh_0} (0,36 \frac{l}{h_0^2} + 0,5)) \quad (13)$$

где h_0 – ширина зуба у основания;

x – координата сечения зуба;

l – высота зуба ($l = 2,25m$).

Нагрузочная способность рассматриваемой эксцентриковой передачи в значительной степени определяется прочностью механизма передачи вращения. Наиболее простым по конструкции механизмом передачи вращения от сателлита к ведомому валу являются пальцы, закрепленные в сателлите. При работе передачи пальцы обкатываются по поверхности отверстий, выполненных во фланце ведомого вала, и передают нагрузку. Для анализа нагруженности пальцев была исследована траектория перемещения их геометрических осей.

Установлено, что пальцы передают полезную нагрузку только на части поверхности отверстия во фланце ведомого вала, а на остальных участках этой поверхности пальцы препятствуют свободному вращению вала. В этой связи целесообразно во фланце выполнять полуотверстия. Такая конструкция фланца позволяет уменьшить трение в передаче и, следовательно, повысить ее КПД, снизить габаритный размер и металлоемкость ведомого вала, а также повысить плавность работы передачи.

В четвертой главе приведены методика и результаты экспериментальных исследований эксцентриковой передачи с модифицированным зацеплением.

Исследования проводились на базе автоматизированной системы исследований механических передач, разработанной в Белорусско-Российском университете. Эта система позволяет измерить частоты вращения валов передачи, определить передаточное отношение, моменты на ведущем и ведомом валах, КПД, оценить кинематическую погрешность передачи в сборе и ее амплитудно-частотный и фазовый спектр, а также уровень вибраций и их спектр.

Были проведены экспериментальные исследования редукторов, выполненных на основе модифицированных эксцентриковых зубчатых передач с разностью чисел зубьев колес, равной единице, и различными передаточными отношениями i . Установлено, что в таких редукторах габаритные размеры по сравнению со стандартными одноступенчатыми планетарными редукторами при $z_d = 7$ (минимальная разность чисел зубьев, при которой отсутствует интерференция во внутреннем зубчатом зацеплении) могут быть уменьшены до 7 раз, а по сравнению с двухступенчатыми – до 1,8 раз. При этом масса зубчатых колес эксцентриковой передачи при модификации зацепления снижена до 2,3 раз по

сравнению с передачей $2K-H$, рассчитанной на то же передаточное отношение и ту же мощность.

Для всех опытных образцов была исследована равномерность вращения ведомого звена, т.е. кинематическая точность передачи в сборе. Испытания проводились при различных частотах вращения ведущего вала и различных моментах на ведомом валу, а также на холостом ходу. Функции кинематических погрешностей представлялись в виде кривых, соответствующих одному обороту ведомого вала, а также в виде амплитудно-частотных спектров (рисунок 6).

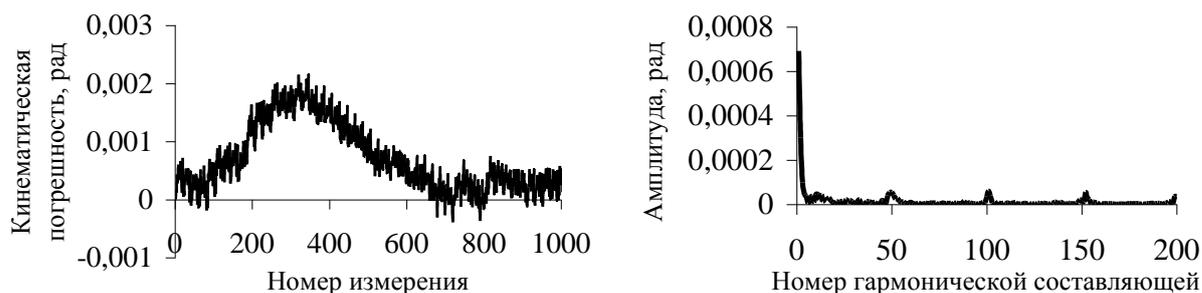


Рисунок 6 – Изменение кинематической погрешности за один оборот ведомого вала редуктора и ее амплитудно-частотный спектр ($i = 50$, частота вращения $n_1 = 685 \text{ мин}^{-1}$, $T_2 = 11 \text{ Нм}$)

Было установлено, что графики кинематической погрешности для всех условий работы передач представляют собой один период синусоиды, на который наложены высокочастотные колебания, представляющие собой процесс пересопряжения зубьев. Амплитудно-частотные спектры кинематической погрешности состоят из распределенных вдоль оси абсцисс уменьшающихся амплитуд гармонических составляющих. Все спектры содержат зоны локализации спектральных составляющих с близкими значениями частот. Выделяются гармонические составляющие с номерами, равными и кратными числам зубьев сателлита и центрального колеса, обусловленные неизбежно существующими погрешностями профилей зубьев зацепляющихся колес и следами формообразующих инструментов на рабочих поверхностях этих зубьев.

В результате анализа функций кинематических погрешностей и их амплитудно-частотных спектров установлено, что модифицированные передачи характеризуются более высокими кинематической точностью и плавностью работы по сравнению со стандартными передачами. Редукторы в сборе, построенные на основе таких передач и содержащие колеса, полученные только фрезерованием, обеспечивают кинематическую точность, соответствующую 8 степени, и плавность работы – соответствующую 7 степени.

Для изготовленных опытных образцов редукторов были также проведены исследования виброактивности уравновешенных и неуравновешенных модифицированных передач с $i = 50$. Сравнение их виброактивности показало, что

уровень вибраций неуравновешенных передач без нагрузки несколько выше, чем для уравновешенных. При приложении нагрузки уровень виброускорений передач почти одинаков. Поэтому отпадает необходимость в статическом уравновешивании эксцентриковой передачи с модифицированным зацеплением, особенно в тех случаях, когда эксцентриситеты сателлитов малы (для малых модулей зацепления).

В пятой главе представлена разработанная на основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований методика проектирования редукторов на базе эксцентриковых передач с модифицированным зацеплением.

Определена область рационального применения таких редукторов в качестве передаточных механизмов компактных приводов рабочих машин для реализации больших передаточных отношений в различных силовых устройствах и лебедках, малогабаритных силовых агрегатах, механизмах усилителей моментов для технологического оборудования и оснастки. К их достоинствам относятся: минимальные массогабаритные показатели, возможность реализации большого передаточного отношения в одной ступени, реверсивность, высокая технологичность, простота конструкции, низкая себестоимость изготовления, высокая нагрузочная способность.

Разработанные редукторы (рисунок 7) нашли практическое применение в условиях филиала РУП «МАЗ» «Завод «Могилевтрансмаш» в приводе лебедки для ручного подъема крышки шахтной печи, на шиномонтажных предприятиях – в приводе станков для монтажа – демонтажа автомобильных шин, в НПК «Наука» – для малогабаритных усилителей моментов к гаечным ключам при ремонте грузоподъемных кранов, а также в учебном процессе Белорусско-Российского университета.



Рисунок 7 – Фотографии редукторов, выполненных на основе модифицированных эксцентриковых передач

В приложениях представлены результаты экспериментальных исследований опытных образцов редукторов, выполненных на основе модифицированных эксцентриковых передач, разработанная методика расчета себестоимости изготовления, и экономического эффекта, полученного в результате их применения, а также акты внедрения разработок в производство и учебный процесс Белорусско-Российского университета. Показано, что использование таких редукторов в производстве вместо серийно выпускаемых планетарных редукторов позволило получить экономический эффект около 500000 рублей на единицу продукции (один редуктор).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основные научные результаты диссертации

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования позволили получить новые результаты и сделать следующие выводы.

1. На основе анализа результатов исследований, проведенных с использованием разработанных компьютерных моделей эксцентриковых зубчатых передач с разностью чисел зубьев колес во внутреннем эвольвентном зацеплении, равной единице, предложена методика автоматизированного расчета геометрических параметров зубчатого зацепления, позволяющая исключить интерференцию зубьев путем комплексного выбора рациональных размеров диаметра вершин зубьев сателлита, толщины его зубьев и межосевого расстояния передачи; теоретически обоснована и экспериментально подтверждена возможность устранения интерференции зубьев путем нормированного уменьшения толщины зубьев сателлита на постоянную величину $0,2m$, обеспечиваемую их чистовой лезвийной или абразивной обработкой [1, 4-6, 8-10, 12, 17].

2. Установлено, что разработанная методика модификации зубчатого зацепления не приводит к изменению эвольвентной формы зубьев и, как следствие, не изменяет условия работы зубчатого зацепления. На основе этого показана возможность применения стандартного зубообрабатывающего инструмента при формообразовании зубчатых колес эксцентриковой передачи с разностью чисел зубьев колес, равной единице. Определена область применения разработанного методического подхода, включающая эксцентриковые зубчатые передачи с разностью чисел зубьев $z_d = 1 \dots 6$ [1, 4-7, 13].

3. Впервые выявлены закономерности пересопряжения зубьев при работе модифицированной эксцентриковой передачи и определены численные значения параметров многопарности зацепления, достигающие с учетом податливости зубьев 20 % от числа зубьев сателлита, что позволяет обеспечить уменьшение нагрузок, приходящихся на пару зубьев, и увеличение нагрузочной способности передачи [3, 4, 16, 18].

4. Предложена методика прочностного расчета модифицированной эксцентриковой зубчатой передачи, учитывающая многопарность зацепления, уменьшение толщины зубьев сателлита по сравнению со стандартными зубьями и использующая классические методы расчетов зубчатых передач на контактную и изгибную прочность [4, 5].

5. Расчетами установлено и численным анализом, реализованном на основе метода конечных элементов, подтверждено, что в результате повышенной многопарности зацепления наибольшие величины контактных напряжений в эксцентриковой передаче до 1,3 раз меньше, чем в стандартном зацеплении, а напряжения изгиба зубьев в исследуемой передаче до 1,9 раз меньше, чем в зубьях, полученных без смещения и модификации. Показано, что нагрузочная способность модифицированной передачи в 1,5...1,9 раз выше, по сравнению со стандартной передачей, а податливость модифицированных зубьев сателлита увеличена до 1,75 раз по сравнению с немодифицированными зубьями [5, 6].

6. На основе экспериментальных исследований кинематических погрешностей и их амплитудно-частотных спектров установлено, что эксцентриковые модифицированные передачи характеризуются более высокими кинематической точностью и плавностью работы по сравнению со стандартными зубчатыми передачами. Показано, что редукторы в сборе, построенные на основе таких передач и содержащие колеса, полученные только фрезерованием, обеспечивают кинематическую точность, соответствующую 8 степени, и плавность работы – соответствующую 7 степени [2, 5, 6, 15].

Рекомендации по практическому использованию результатов

1. На основе выполненных теоретических и экспериментальных исследований эксцентриковых передач с модифицированным зацеплением разработана методика расчета и проектирования редукторов, выполненных на базе таких передач, спроектированы и изготовлены редукторы, которые прошли лабораторные и производственные испытания, нашли применение и могут в дальнейшем широко использоваться в производственных условиях вместо традиционных, серийно выпускаемых редукторов [5, 6, 11, 14, 19].

2. Редукторы, выполненные на основе модифицированных эксцентриковых передач, могут быть рекомендованы к использованию в качестве передаточных механизмов для реализации больших передаточных отношений в компактных приводах различных машин и механизмов. Использование таких редукторов в производстве (филиал РУП «МАЗ» «Завод «Могилевтрансмаш», частные предприятия Ореховского В.В. и Корнеева И.Н., НПК «Наука») позволило получить экономический эффект около 500000 рублей на единицу продукции (один редуктор).

СПИСОК ПУБЛИКАЦИЙ СОИСКАТЕЛЯ

Статьи в научных журналах:

1. Пашкевич, М.Ф. Планетарные передачи с повышенной нагрузочной способностью для реверсивной работы в приводах строительных и дорожных машин / М.Ф. Пашкевич, О.Е. Печковская // Вест. МГТУ. – 2005. – № 2. – С. 127–131.

2. Пашкевич, М.Ф. Кинематическая точность и виброактивность планетарной передачи 2К-Н с модифицированными зубьями сателлита / М.Ф. Пашкевич, О.Е. Печковская // Вест. МГТУ. – 2006. – № 1. – С. 221–225.

3. Печковская, О.Е. Анализ геометрии зацепления в планетарных передачах 2К-Н при разности чисел зубьев колес, равной единице / О.Е. Печковская // Вест. МГТУ. – 2006. – № 1. – С. 226–228.

4. Пашкевич, М.Ф. Нагрузочная способность планетарных эксцентриковых передач / М.Ф. Пашкевич, О.Е. Печковская // Изв. вузов. Машиностроение. – 2006. – № 8. – С. 11–19.

5. Пашкевич, М.Ф. Основы проектирования и оценка технического уровня модифицированных планетарных передач / М.Ф. Пашкевич, О.Е. Печковская // Вест. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. физ.-техн. наук. – 2006. – № 4. – С. 57–66.

6. Пашкевич, М.Ф. Планетарные эксцентриковые передачи с модифицированным зацеплением / М.Ф. Пашкевич, О.Е. Печковская // Вест. Бел.-Рос. ун-та. – 2006. – № 4. – С. 150–160.

7. Пашкевич, М.Ф. Повышение передаточного отношения зубчатой передачи с внутренним эвольвентным зацеплением / М.Ф. Пашкевич, О.Е. Печковская // Инженерный вест. – 2006. – № 2. – С. 56–59.

Статьи в сборниках научных трудов:

8. Печковская, О.Е. Модификация геометрии внутреннего эвольвентного зацепления для повышения передаточного отношения планетарной зубчатой передачи / О.Е. Печковская // Перспективные технологии, материалы и системы: сб. науч. тр. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – С. 286–291.

Материалы конференций:

9. Печковская, О.Е. Планетарная передача типа 2К-Н для больших передаточных отношений / О.Е. Печковская // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы республ. науч.-техн. конф. аспирант., магистр. и студ., Могилев, 27 янв. 2005 г. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – С. 62.

10. Печковская, О.Е. Расширение кинематических возможностей планетарных передач типа 2К-Н модификацией зубчатого зацепления / О.Е. Печковская // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы республ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилев, 27 янв. 2005 г. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – С. 63.
11. Печковская, О.Е. Повышение передаточных отношений планетарной передачи типа 2К-Н на основе модификации зубчатого зацепления / О.Е. Печковская // Содружество наук. Барановичи - 2005: материалы междунар. науч.-практ. конф. молод. исслед., Барановичи, 22 фев. 2005 г.: в 2 ч. / БарГУ; редкол.: В.И. Кочурко [и др.]. – Барановичи, 2005. – С. 293–295.
12. Печковская, О.Е. Модификация геометрии внутреннего зубчатого зацепления планетарной эксцентриковой передачи / О.Е. Печковская // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21-22 апр. 2005 г.: в 2 ч. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – Ч. 1. – С. 63–64.
13. Печковская, О.Е. Явление интерференции внутреннего зубчатого зацепления / О.Е. Печковская // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 21-22 апр. 2005 г.: в 2 ч. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2005. – Ч. 1. – С. 65.
14. Печковская, О.Е. Уравновешенные планетарные эксцентриковые редукторы и особенности их геометрического расчета / О.Е. Печковская // Исследования и разработка в области машиностроения, энергетики и управления: сборник материалов V междунар. межвуз. науч.-техн. конф. студентов, магистрантов и аспирантов, посвящ. 60-летию Победы в Великой Отечественной войне, Гомель, 12-13 мая 2005 г. / ГГТУ им. П.О. Сухого. – Гомель, 2005. – С. 45–48.
15. Печковская, О.Е. Кинематическая точность модифицированной зубчатой передачи / О.Е. Печковская // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы республ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилев, 26 янв. 2006 г. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2006. – С. 66.
16. Печковская, О.Е. Повышение нагрузочной способности зубчатой передачи модификацией зацепления / О.Е. Печковская // Новые материалы, оборудование и технологии в промышленности: материалы республ. науч.-техн. конф. аспирантов, магистрантов и студентов, Могилев, 26 янв. 2006 г. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2006. – С. 67.
17. Печковская, О.Е. Планетарные эксцентриковые зубчатые передачи / О.Е. Печковская // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20-21 апр. 2006 г.: в 3 ч. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2006. – Ч. 1. – С. 89.

18. Печковская, О.Е. Повышение нагрузочной способности планетарных эксцентриковых передач / О.Е. Печковская // Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии: материалы междунар. науч.-техн. конф., Могилев, 20-21 апр. 2006 г.: в 3 ч. / Бел.-Рос. ун-т; редкол.: И.С. Сазонов [и др.]. – Могилев, 2006. – Ч. 1. – С. 90.

Патенты:

19. Планетарная эксцентриковая передача: пат. 1999 U Респ. Беларусь, МПК7 F 16 Н 1/00, 1/28 / М.Ф. Пашкевич, О.Е. Печковская, Д.А. Забелин; заявитель ГУ ВПО «Белорусско-Российский университет». – № u 20040542; заявл. 30.11.04; опубл. 30.06.05 // Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2005. – № 2 (45). – С. 303–304.

РЭЗЬЮМЭ

Пячкоўская Вольга Яўгенаўна

Павышэнне нагрузачнай здольнасці і паніжэнне матэрыялаёмістасці эксцэнтрыкавых зубчастых перадач шляхам мадыфікацыі ўнутранага эвальвентнага зачаплення

Ключавыя словы: зубчастае кола, эксцэнтрыкавая зубчастая перадача, рэдуктар, перадатачная адносіна, мадыфікацыя зачаплення, мнагапарнасць зачаплення, нагрузачная здольнасць, матэрыялаёмістасць, кінематычная дакладнасць, плаўнасць работы.

Мэтай працы з'яўляецца стварэнне інжынерных метадаў разліку і праектавання эксцэнтрыкавых зубчастых перадач з павышанай нагрузачнай здольнасцю і паніжанымі масагабарытнымі параметрамі.

Распрацаваная методыка разліку і праектавання эксцэнтрыкавых зубчастых перадач з рознасцю лікаў зубоў колаў ва ўнутраным эвальвентным зачапленні, роўнай адзінцы, якія адрозніваюцца высокімі значэннямі перадатачных адносін у адной ступені, мінімальнымі габарытамі ў параўнанні з іншымі наяўнымі перадачамі, а таксама, у сілу мнагапарнасці зачаплення, павышанай нагрузачнай здольнасцю. На аснове 3D-мадэліравання зачаплення ў эксцэнтрыкавай перадачы створаны найбольш тэхналагічны спосаб забеспячэння такога зачаплення, які складаецца з мадыфікацыі профілю зубоў толькі аднаго з зачэпных колаў. Формаўтварэнне мадыфіцыраваных зубоў забяспечваецца з дапамогай стандартнага зубарэжучага інструмента.

Эксцэнтрыкавыя рэдуктары, пабудаваныя на аснове зубчастай перадачы з мадыфіцыраваным зачапленнем, могуць быць скарыстаны ў якасці перадатачных механізмаў кампактных прывадаў рабочых машын пры неабходнасці рэалізацыі вялікіх перадатачных адносін, у розных сілавых прыладах і лябёдках, малагабарытных сілавых агрэгатах, а таксама ў механізмах узмацняльнікаў момантаў для тэхналагічнага абсталявання і аснасткі.

Канструкцыі рэдуктараў прайшлі лабараторныя і вытворчыя выпрабаванні, знайшлі практычнае прымяненне ў вытворчасці, а таксама ў навучальным працэсе Беларуска-Расійскага ўніверсітэта.

Станоўчыя вынікі выпрабаванняў і практычнага прымянення дазваляюць рэкамендаваць іх для шырокага выкарыстання замест стандартных, серыйна выпускаемых рэдуктараў.

РЕЗЮМЕ

Печковская Ольга Евгеньевна

Повышение нагрузочной способности и снижение материалоемкости эксцентриковых зубчатых передач путем модификации внутреннего эвольвентного зацепления

Ключевые слова: зубчатое колесо, эксцентриковая зубчатая передача, редуктор, передаточное отношение, модификация зацепления, многопарность зацепления, нагрузочная способность, материалоемкость, кинематическая точность, плавность работы.

Целью работы является создание инженерных методов расчета и проектирования эксцентриковых зубчатых передач с повышенной нагрузочной способностью и пониженными массогабаритными параметрами.

Разработана методика расчета и проектирования эксцентриковых зубчатых передач с разностью чисел зубьев колес во внутреннем эвольвентном зацеплении, равной единице, отличающихся высокими значениями передаточных отношений в одной ступени, минимальными габаритами по сравнению с другими существующими передачами, а также, в силу многопарности зацепления, повышенной нагрузочной способностью. На основе 3D-моделирования зацепления в эксцентриковой передаче создан наиболее технологичный способ обеспечения такого зацепления, состоящий в модификации профиля зубьев одного из зацепляющихся колес. Формообразование модифицированных зубьев обеспечивается с помощью стандартного зуборезного инструмента.

Эксцентриковые редукторы, построенные на основе зубчатой передачи с модифицированным зацеплением, могут быть использованы в качестве передаточных механизмов компактных приводов рабочих машин при необходимости реализации больших передаточных отношений, в различных силовых устройствах и лебедках, малогабаритных силовых агрегатах, а также механизмах усилителей моментов для технологического оборудования и оснастки.

Конструкции редукторов прошли лабораторные и производственные испытания, нашли практическое применение в производстве, а также в учебном процессе Белорусско-Российского университета.

Положительные результаты испытаний и практического применения позволяют рекомендовать их для широкого использования вместо традиционных, серийно выпускаемых редукторов.

SUMMARY

Pechkovskaya Olga Evgenyevna

Loading capacity increase and consumption of materials decrease of eccentric gear drives by internal involute engagement modification

Key words: gearwheel, eccentric gear drive, reducer, transmission ratio, engagement modification, engagement multipaired relationship, loading capacity, consumption of materials, kinematic accuracy, smoothness of work.

The purpose of the research work is to create engineering methods of calculation and designing eccentric gear drives with the increased loading capacity and lowered mass and dimension parameters.

Methods of calculation and design of eccentric gear drives with the difference of internal involute engagement teeth numbers equal to one, distinguished by high values of transmission ratio in one stage, minimal dimensions as well as by means of the engagement multipaired relationship, by increased loading capacity in comparison with other existing gear drives have been developed. On the basis of internal involute engagement 3D-modelling in eccentric gear drive, the most technological way of such engagement provision, consisting of only one hooked gearwheel teeth profile modification is created. Modified teeth forming is provided with standardized cutting tools.

The eccentric reducers constructed on the basis of the gear drive with modified engagement, can be used as transfer mechanisms of compact drives of working machines, realizations of the big transmission ratios being if necessary, in various power plants and winches, small-sized force assembly as well as in torque boosters for processing equipment.

Reducers' designs have passed laboratory and industrial tests, have found practical application in manufacture as well as in educational process at Belarussian-Russian university.

Positive results of tests and practical application allow to recommend them for wide use instead of standard mass produced reducers.

ПЕЧКОВСКАЯ Ольга Евгеньевна

**ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ И СНИЖЕНИЕ
МАТЕРИАЛОЕМКОСТИ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ ЗУБЧАТЫХ
ПЕРЕДАЧ ПУТЕМ МОДИФИКАЦИИ ВНУТРЕННЕГО
ЭВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Автореферат диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

по специальности 05.02.02
«Машиноведение, системы приводов и детали машин»

Подписано в печать __.__.2008 г. Формат 60x84/16/ Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ.л. __. Уч.-изд.л. 1,3. Тираж 100 экз. Заказ №__

Издатель и полиграфическое исполнение:
Государственное учреждение высшего профессионального образования
«Белорусско-Российский университет»
ЛИ №02330/375 от 29.06.2004 г.
212005, г. Могилев, пр. Мира, 43.