

15 75809

На правах рукописи

УДК 621. 831 + 621.009.12. + 658.512.2

ПЕТРОВСКИЙ Александр Николаевич

**КОНСТРУКТИВНО – ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ
И КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТЬ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ**

Специальность 05. 02. 02 – Машиноведение, системы приводов и
детали машин

А В Т О Р Е Ф Е Р А Т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук



Нижний Новгород - 2001

(83/2) 73-60-62

Работа выполнена в ООО "Инженерно-экономический союз"
(ИНЭКО) (г. Нижний Новгород) и кафедре "Детали машин"
Московского государственного технического университета
им. Н.Э. Баумана.

Научный руководитель: доктор техн. наук, профессор П.К. ПОПОВ

Официальные оппоненты:

доктор техн. наук, профессор

Б. П. ТИМОФЕЕВ

кандидат технических наук

Н. И. СМЕРНОВ

Ведущая организация: ОАО "Майкопский редукторный завод"

1575809 гонится в 14 час. 30 мин. "15" октября 2001
Петровский А. о совета Д 21214107 Московского
Конструктивно-техно- о университета им. Н.Э. Баумана (107005,
логическая оптимизац о
2001 0.00) в ауд. ЗУС.

тарах, заверенные печатью, просьба

зачесть в библиотеке Московского
университета им. Н.Э. Баумана.

15.10.2001 г.

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1575809

Петровский А.Н. Конструкти

1575809

Handwritten signature

Г.О. КОТИЕВ

Актуальность темы

Диссертация посвящена проблеме повышения качества и конкурентоспособности механических передач (МП), которая стоит перед многими машиностроительными предприятиями в связи с интенсивным развитием рыночных отношений в экономике.

Цель работы

Получить общее решение задачи оптимизации конструктивно-технологических параметров механических передач, а также применить результаты решения как метод параметризации, анализа и синтеза конкурентоспособных передач.

Задачи исследования

1. Поставить и решить задачу оптимизации конструктивно-технологических параметров МП на основе известных методов расчета на прочность и систематизации используемых в них величин.
2. Получить решение задачи оптимизации механических передач в безразмерных конструктивно-технологических параметрах, определяющих форму и позволяющих вести анализ, сравнение и параметризацию передач различного вида, структуры и исполнений.
3. Разработать частные решения задачи конструктивно-технологической оптимизации для отдельных видов механических передач.
4. Предложить варианты параметризации оптимизированных зубчатых передач в целях обоснования возможности стандартизации и организации высокоэффективных производств прямого формообразования.
5. Разработать метод анализа и оценки конкурентоспособности механических передач на основе операций с матрицами, содержащими значения критериев, целевых функций и параметров конструктивно-технологической оптимизации.
6. Разработать пакет прикладных программ для решения задач конструктивно-технологической оптимизации механических передач.

На защиту выносятся

1. Универсальный критерий удельной, относительно объема рабочих тел, несущей способности механических передач и его целевые функции для передач, рассчитываемых на прочность.
2. Безразмерные целевые функций формы МП, представленные отношением безразмерных функций связи и структуры, которые используются в качестве показателей качества и конкурентоспособности.
3. Общее аналитическое решение экстремальной задачи структурной оптимизации многоступенчатых МП в виде системы дифференциальных уравнений с частными производными.

4. Понятие “узловой” кинематической цепи, образованной геометрически подобными ступенями и параметрические ряды зубчатых передач с одинаковыми передаточными числами и параметрами зацепления.
5. Результаты решения системы соотношений для определения оптимальных конструктивно - технологических параметров эвольвентных передач, показавшие устойчивость оптимальной формы эвольвентных зубьев.
6. Метод анализа конкурентоспособности МП на основе операций с матрицами качества, содержащими значения критериев, целевых функций и параметров конструктивно-технологической оптимизации.

Научная новизна

1. Предложен универсальный метод анализа механических передач по критерию удельной несущей способности. Критерий определен как отношение приводного момента к объему рабочих тел, имеет размерность напряжения и позволяет сравнивать передачи различных видов, структур и исполнений.
2. Конструктивно-технологические параметры наиболее распространенных типов передач систематизированы в трех непересекающихся множествах - параметров материалов, параметров структуры (числа ступеней, числа потоков мощности, передаточные числа и т. п.) и параметров связей (зацепления или сцепления), что указывает на возможность оптимизации передач по каждому из множеств.
3. Получено общее аналитическое решение экстремальной задачи структурной оптимизации многоступенчатой МП в виде системы дифференциальных уравнений с частными производными. Показана возможность и эффективность применения общего решения для оптимизации передач различных видов и их сочетаний при различных условиях, лимитирующих прочность.
4. Для случая равенства передаточных чисел однотипных ступеней оптимизированной многоступенчатой передачи введено понятие “узловой” кинематической цепи и выведены формулы числовых рядов для параметризации размеров ее элементов, что позволяет обосновать перспективность стандартизации и технологий прямого формообразования зубчатых колес.
5. На основе оптимизации параметров зацепления показана устойчивость оптимальной формы зубьев эвольвентных передач, что также указывает на перспективу их эффективной стандартизации.
6. Разработан метод анализа конкурентоспособности МП на основе операций с матрицами качества, содержащими критерии, целевые функции и параметры конструктивно-технологической оптимизации. Метод отличается от ранее известных тем, что позволяет фиксировать отличие фактических конструктивно-технологических параметров от их опти-

мальных значений и принимать обоснованные решения об уровне проектирования и необходимости модернизации передач.

Практическая ценность работы

1. Использование полученных решений задачи оптимизации в практике проектных работ позволяет наращивать несущую способность механических передач или сокращать их материалоемкость до 20 и более % по отношению к известным конструкциям и методам проектирования.
2. Результаты работы показали перспективность параметризации и последующей стандартизации конструктивно-технологических параметров зубчатых передач в целях широкого внедрения оптимальных форм и высокопроизводительных технологий прямого формообразования.
3. Применение разработанных критериев, безразмерных функций и параметров в практике коммерческой и экспертной деятельности позволяет вести сравнение различных механических передач по универсальным показателям, а также зафиксировать их предельные значения с точки зрения современных представлений о несущей способности.

Внедрение результатов работы

Результаты исследования внедрены ООО “Инженерно-экономический союз” (Нижний Новгород) в виде системы автоматизированного проектирования и анализа конкурентоспособности механических передач. Основные результаты использованы: при разработке судовых редукторов и передач двигателей АООТ “РУМО” (Нижний Новгород); при разработке технологического оборудования различного назначения ОАО “Завод ”Красное Сормово”(Нижний Новгород); при разработке многоступенчатых редукторов технологического назначения с передачами Новикова для ОАО “Завод Нижегородский Теплоход”.

Апробация работы

Основные положения диссертации обсуждались на заседаниях кафедр “Детали машин” Нижегородского государственного технического университета и Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Технические предложения по внедрению оптимизированных конструкций редукторов и намоточных станков вошли в каталог инвестиционных проектов Всероссийской художественно-промышленной выставки “Будущее России” (Нижний Новгород, 1996). Предложение о преподавании курса “Конкурентоспособность машин” в высшей школе включено в материалы IV Всероссийской научно-практической конференции “Современные технологии в машиностроении” (Пенза, 2001). Технический проект ряда оптимизированных судовых редукторов одобрен Российским Морским Регистром Судоходства.

Публикации

По теме диссертации опубликовано 14 работ.

Структура и объем работы

Диссертация состоит из введения, семи глав, заключения, списка литературы, включающего 104 наименования и 8 приложений; содержит 130 страниц машинописного текста, 20 рисунков, 7 таблиц, всего 175 страниц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы, дана характеристика современного подхода к проектированию МП, приведены цель и задачи исследования, изложены основные положения, выносимые на защиту, новизна и практическая применимость результатов, даны сведения об апробации и внедрении.

В первой главе известные работы по совершенствованию МП классифицированы с точки зрения применения методов оптимизации: графический анализ и эмпирическая оптимизация, технологическая оптимизация, конструктивная оптимизация; структурная оптимизация; оптимизация по математическим моделям, конструктивно-технологическая оптимизация с использованием экономических показателей.

Обзор известных публикаций показал, что передачи с гибкими связями, ввиду малого числа описывающих параметров, уже выведены на высокий уровень стандартизации методами эмпирической оптимизации, а их производство ведется на основе эффективных технологий прямого формообразования. Интерес современных исследований сосредоточен на структуре привода в целом и на зубчатых передачах, которые остаются наиболее трудоемкими узлами машин. Имеющиеся сведения позволили предположить существование оптимальных форм механических передач, отличающихся высокими показателями несущей способности, и предпринять попытку их поиска и определения.

Исходные положения диссертации опираются на труды известных отечественных ученых: Д.Н. Решетова – в части развития методов сравнения передач разных типов; Г.А. Снесарева – в части разработки относительных критериев оптимизации; В.Н. Кудрявцева – в части разработки целевых функций на основе параметров рабочих тел и комплексных показателей качества; Э. Б. Вулгакова – в части оптимизации эволюентных зубчатых передач.

Во второй главе мотивируется применение в исследовании детерминистического подхода и методов проектного анализа. Для получения общего решения многопараметрической задачи структурной оптимизации передач применен метод множителей Лагранжа. Метод анализа конкурентоспособности механических передач разработан на основе применения матриц качества и операций с ними.

В третьей главе поставлена и сформулирована задача оптимизации МП как механизмов общего функционального назначения. С этой целью все типы передач для целей сравнения приводятся к обобщенной (условной) механической передаче - паре рабочих тел вращения, взаимодействующих посредством геометрической связи.

Критерии. В качестве главного универсального критерия оптимизации принято отношение крутящего момента, воспринимаемого ведущим звеном, к объему рабочих тел МП. Критерий определяет удельную несущую способность, имеет размерность напряжения (МПа), не зависит от конъюнктурных факторов и отраслевых норм проектирования. Он численно равен энергии упругой деформации рабочих тел, приходящейся на единицу объема и единицу углового смещения ведущего звена.

Параметры. Известные методы расчетов позволяют определить зависимость главного критерия от конструктивно-технологических параметров МП: показателей свойств материалов, показателей структуры, относительных размеров и угловых величин.

Целевые функции. Предельная несущая способность МП определяется величиной энергии упругой деформации, накопленной в единице объема материала нагруженных рабочих тел, затраченной на изменение их формы и соответствующей возникновению лимитирующих (или допускаемых) напряжений. На основе энергетического подхода и известной формулы теории упругости:

$$U_f = \frac{1+\nu}{6E}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + \frac{1}{2G}(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2) \quad (1)$$

где: U_f – удельная энергия упругой деформации формоизменения; $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ – компоненты напряжений; E – модуль упругости при растяжении и сжатии; G – модуль упругости при сдвиге; ν – коэффициент Пуассона, рассмотрено равенство полной потенциальной энергии формоизменения и работы приводного момента T_1 на угловом смещении, соответствующем упругой деформации:

$$0,5 T_1 \varphi = \int_V U_f dv; \quad (2)$$

где: φ – угловое смещение ведущего звена; dv – элемент объема.

Из уравнений (1) и (2) следует целевая функция главного критерия:

$$t_v = \frac{T_1}{V} = \frac{2 \int_V U_f}{\varphi V} dv, \quad (3)$$

где t_v – удельная несущая способность по объему; V – объем рабочих тел как тел вращения, далее – характерный объем.

Лимитирующее напряжение (или его квадратичная функция) и соответствующие модули упругости, как исходные ограничения (постоянные) по материалу, могут быть вынесены за скобки в формуле (1) и за

знак интеграла в формуле (3), что с учетом размерностей рассматриваемых величин приводит к следующему виду целевой функции:

$$t_v = q_0 \tau; \quad (4)$$

где t_v - удельная несущая способность; q_0 - лимитирующий множитель с размерностью напряжения; τ - безразмерная функция формы МП.

Из (4) следует, что удельная несущая способность МП определяется **свойствами материалов** рабочих тел и **формой** их конструктивного исполнения, выражаемой безразмерной функцией формы τ - **безразмерным критерием несущей способности**.

На примере 11 распространенных типов МП показано, что главные целевые функции, полученные на основе известных методов расчета на прочность для передач различных типов, действительно приводятся к виду (4). Отмечено, что для построения целевой функции можно использовать любые методы описания напряженного состояния деталей МП, позволяющие в той или иной форме получить приближения интеграла в выражениях (1) и (3). Очевидно, что успех решения будет зависеть от степени адекватности используемых зависимостей действительному напряженному состоянию.

Выбор целевой функции соответствует МП, долговечность которых ограничена напряжениями упругой деформации. Для передач, подверженных износу, критерий удельной несущей способности предполагает вывод целевой функции, отражающей энергетические процессы на изнашиваемых поверхностях, что, однако, не исключает необходимость анализа напряженного состояния, как основного проектного метода.

Систематизация параметров. На основе анализа конструктивно-технологических параметров сделано заключение, что они образуют три непересекающихся множества: 1) параметры свойств материалов; 2) параметры структуры – передаточные числа, числа ступеней, числа рабочих тел, числа потоков мощности, числа гибких связей и т.д.; 3) параметры связи (сцепления или зацепления) – безразмерные параметры, характеризующие форму и расположение несущих элементов МП: зубьев, витков, ремней и т.д. Множества определяют соответствующие функции: материала, структуры и связи. Формирование этих функций на автономных множествах дает основание решать экстремальные или предельные задачи отдельно для каждой из них и представить функции формы как отношения безразмерных функций связи и структуры:

$$\tau = G/v, \quad (5)$$

где: G - функция связи (зацепления или сцепления); v - функция структуры передачи.

Для многоступенчатых передач функция структуры имеет вид.

$$\nu_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n k_i^{-1} \nu_i \prod_{i=1}^{n-1} u_i^{1-1/(2j_m)_i} \eta_i, \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n.) \quad (6)$$

где: v_{Σ} – целевая функция структуры многоступенчатой передачи; v_i – функция структуры i -ой ступени; u_i – передаточное число i -ой ступени; η_i – КПД i -ой ступени; n – число ступеней; m_i – показатель степени зависимости, аппроксимирующей кривую выносливости; (2) – соответствует контактным напряжениям; $k_i = K_i / K_1$ – относительный комплексный коэффициент для i -ой ступени; K_i – комплексный коэффициент напряжений, предложенный В.Н. Кудрявцевым.

Для построения частных вариантов функций (5), (6) представлены таблицы, содержащие функции формы: τ_i , G_i , v_i для 11 типов МП и 9 структурных вариантов (модулей) одноступенчатых передач.

Ограничения для функций зацепления

Конструктивно-технологические параметры, определяющие функции связи (зацепления, сцепления), должны удовлетворять множеству ограничений, вид которых определен видом МП и технологических процессов их производства. Число уравнений связей для зубчатых передач оказывается больше числа входящих в них параметров, что исключает существование локальных экстремумов этих целевых функций, но не исключает возможность определения их оптимальных значений. Задача оптимизации в этом случае сводится к синтезу форм, удовлетворяющих условиям существования и необходимым показателям качества.

Для определения соотношений, отражающих связи параметров зацепления, сформулированы следующие общие конструктивно-технологические ограничения: 1) по расчетному рабочему телу; 2) по выбору базовой целевой функции; 3) по числу одновременно нагруженных несущих элементов; 4) по относительным размерам несущих элементов; 5) по интерференции в станочном зацеплении зубчатых колес; 6) по интерференции в рабочем зацеплении зубчатых передач; 7) по собираемости зубчатых передач; 8) по равнопрочности зубьев шестерни и колеса 9) по углу наклона зубьев; 10) по технологическому оснащению производства зубчатых передач.

Изложенные положения позволяют формулировать задачи синтеза механических передач как задачи оптимизации их безразмерных конструктивно-технологических параметров, обеспечивающих предельные значения целевых функций формы.

В четвертой главе приводится общее решение задачи оптимизации структурных параметров многоступенчатых МП и ее частные решения для зубчатых передач. Целевая функция (6) и ее варианты (при $k_i=1$, $\eta=1$ и пределе длительной выносливости) определяются n независимыми (управляющими) переменными $u_1, u_2, u_3, \dots, u_n$, которые подчинены достаточно гладкому дополнительному условию:

$$u_0 = u_1 u_2 u_3 \dots u_n, \quad (7)$$

где u_0 – общее передаточное число МП; n – число ступеней.

Из необходимых условий экстремума по Лагранжу для функции (6) получена следующая система дифференциальных уравнений:

$$k_i^{-1} \frac{\partial v_i}{\partial u_i} + \eta_{i+1} k_{i+1}^{-1} u_{i+1}^{-1(2)/m_{i+1}} (v_{i+1} \frac{m_{i+1} - 1(2)}{m_{i+1}} - u_{i+1} \frac{\partial v_{i+1}}{\partial u_{i+1}}) = 0, \quad \text{где } n = 1, 2, \dots, n-1. \quad (8)$$

Система (8) определяет условие минимума целевой функции (6) структуры многоступенчатой передачи и без затруднений решается методами итерации в любой среде программирования, предназначенной для ведения инженерных расчетов. Переход от ограниченной к длительной выносливости материалов приводит к исключению показателя m , аппроксимирующей кривой, что упрощает решение для наиболее распространенных приводов.

Целевые функции структуры v_i (см. таблицу 1) достаточно просты, дифференцируемы и решение систем не вызывает трудностей.

Численные решения экстремальной задачи для многоступенчатых зубчатых передач переборного типа показали возможность повышения несущей способности по отношению к ряду известных рекомендаций до 20%, а по отношению к отдельным изделиям до 70%. Варианты решения представлены графическими зависимостями величин u_i от u_0 на рис. 1. Для всех значений n они образуют пучки n кривых, пересекающихся в узловых точках с координатами 2.89^n ; 2.89 .

Аналогичные решения имеют место и для других типов передач. Для передач, лимитируемых контактными напряжениями, координаты узловых точек составляют: передачи Новикова - 2.77^n ; 2.77 , планетарные передачи 2К-Н с наружным и внутренним зацеплением, неподвижным наружным колесом и одновенцовыми сателлитами - 3.43^n , 3.43 . Учет к.п.д. в системе (8) при $\eta_i = \text{const} = 0.98$ "сдвигает" координаты узловых точек вправо и они составляют: для эвольвентных передач - 2.92^n ; 2.92 , Новикова - 2.82^n ; 2.82 , планетарных - 3.46^n , 3.46 .

Многоступенчатые передачи, соответствующие узловым точкам, могут быть выполнены из геометрически подобных деталей. Они образуют параметрические ряды, а каждый вариант реальной передачи представляет собой "отрезок" условной бесконечной параметрической цепи (рис.2), которую назовем "узловой".

Все размеры узловой цепи определяются постоянной u_g и масштабным множителем d_{g11} , определяющим начальный диаметр первой шестерни параметрического ряда.

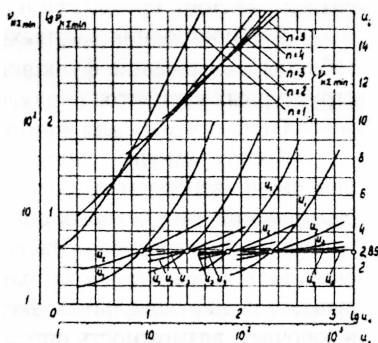


Рис. 1. Решение системы (8) для переборных передач (при $k_i=1$; $\eta_i=1$ и пределе длительной выносливости)

СТРУКТУРНЫЕ МОДУЛИ И ИХ БЕЗРАЗМЕРНЫЕ ФУНКЦИИ

Таблица 1

№	Структурный модуль	Характерный объём	Функции структуры (эвольвентные передачи)	
			$v_H/(\pi/4)$ — для напряжений контакта	$v_F/(\pi/4)$ — для напряжений изгиба
1		$\pi(1+u^2)(1+u)^{-2} a_w^2 b$	$(1+u^2)(1+u)u^{-1}$	$u^2 + 1$
2		$\pi(1+mu^2)(1+u)^{-2} a_w^2 b$	$(1+mu^2)(1+u)(mu)^{-1}$ *	$(1+mu^2)m^{-1}$
3		$\pi(m+u^2)(1+u)^{-2} a_w^2 b$	$(m+u^2)(1+u)(mu)^{-1}$	$(m+u^2)m^{-1}$
4		$\pi(1+c+mu^2)(1+u)^{-2} a_w^2 b$	$(1+c+mu^2)(1+u)(cu)^{-1}$ *	$(1+c+mu^2)c^{-1}$
5		$\pi(c+m+u^2)(1+u)^{-2} a_w^2 b$	$(c+m+u^2)(1+u)(cu)^{-1}$	$(c+m+u^2)c^{-1}$
6		$\pi u^2 (u-1)^{-2} a_w^2 b$	$u(u-1)m^{-1}$	$u^2 m^{-1}$
7		$\pi(d_1)^2 b/4$	$p^2(p+1)(p-1)^{-1} m^{-1}$ $u_{aH}^b(u_{aH}-1)^{-2}(u_{aH}-2)^{-1} m^{-1}$ $u_{aH}^b(u_{aH}-1)^{-2}(u_{aH}-2)^{-1} m^{-1}$	$p < 3$ $2p^2(p-1)^{-1} m^{-1}$ $2u_{aH}^b(u_{aH}-1)^{-2}(u_{aH}-2)^{-1} m^{-1}$ $2(u_{aH}-1)(2-u_{aH})m^{-1}$ $p > 3$ *) $2p^2 m^{-1}$ $u_{aH}^b(u_{aH}-1)^{-2} m^{-1}$ $(u_{aH}-1)^{-1} m^{-1}$
8		$\pi(1+2u)^2(1+u)^{-2} a_w^2 b$	$(1+2u)^2(1+u)(mu)^{-1}$	$(1+2u)^2 m^{-1}$

*, c — число паразитных колес, m — число потоков мощности, p — передаточное число для варианта с неподвижным водилом.

Применение узловой цепи в новой модели технологического редуктора обеспечило снижение его массы на 30% относительно базового изделия. Решение системы (8) для оптимизации привода, состоящего из ремнейной, червячной, зубчатой и винтовой передач, позволило создать новую модель намоточного станка. Станок отличается от аналога большей производительностью и высокой надежностью.

В пятой главе рассматриваются целевые функции эвольвентного зацепления для условий контактной прочности:

$$G_H = 0.25 \varepsilon_{\alpha w} \sin 2\alpha_{tw} / \cos \beta_b, \quad (9)$$

и прочности на изгиб:

$$G_F = 0.5 \varepsilon_{\alpha w} (\cos \alpha_{tw} / \cos \alpha_t) (\cos \beta_b)^3 (Z_1 Y_{F1(2)})^{-1}. \quad (10)$$

Обозначения геометрических параметров в выражениях (9), (10) соответствуют ГОСТ 16530-83; $Y_{F1(2)}$ – коэффициент формы зубьев; индекс “1, 2” указывает на принадлежность величин к рабочему зацеплению.

Чтобы определить значения целевых функций для десяти сформулированных в главе 3 ограничений, построена система математических соотношений, определяющая условия существования и качества передачи. В нее входят известные и вновь разработанные соотношения, которые определяют:

коэффициент высоты головки исходного контура как функцию параметров его надстройки (протуберанца);

коэффициент смещения исходного контура шестерни как функцию приращения линии зацепления при переходе от пары с $u = 1$ к паре с $1 < u < 3$;

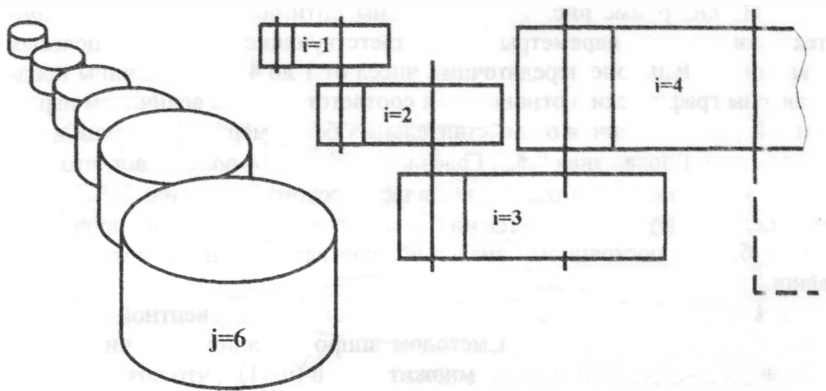
коэффициент смещения исходного контура колеса из условия равенства максимальных толщин зубьев колеса и шестерни;

угол наклона зубьев в плоскости зацепления из условия равнопрочности передачи по напряжениям контакта и изгиба;

удельное скольжение как функцию числа зубьев и угла зацепления.

Система решается методами итерации при двух исходных параметрах: передаточном числе – параметре формы и межосевом расстоянии – параметре масштаба. Соотношения системы и построенные на основе тех же параметров известные алгоритмы для определения коэффициентов формы Y_{F1} , Y_{F2} позволяют получить безразмерные конструктивно-технологические параметры, обеспечивающие максимальные значения целевых функций (9), (10).

На диаграмме рис.3 представлены профили зубьев шестерен и эпюры напряжений в их основании, построенные по результатам решения системы для наиболее распространенных значений u . Диаграмма демонстрирует устойчивость оптимальной формы зубьев. Пики на графиках указывают нижние и верхние границы активных профилей.



...

$$\psi_g = b_{wg} / d_{g1i} = \text{const}$$

$$d_{g1i} = d_{g1i} u_g^{(i-1)/3}$$

$$d_{g2i} = d_{g1i} u_g^{(i+2)/3}$$

$$a_{wg} = 0.5 d_{g1i} (1 + u_g) u_g^{(i-1)/3}$$

$$b_{wg} = \psi_g d_{g1i} u_g^{(i-1)/3}$$

$$d_{g1} = d_{g1i} u_g^{(i-1)/3}$$

$$m_g = d_{g1i} u_g^{(i-1)/3} / Z_{g1i}$$

$$m_g = u_g^{(i-1)/3} m_{g1} / m_{g1} = 1$$

$$d_{g1i} = Z_{g1i} u_g^{(i-1)/3}$$

Рис.2. Узловая параметрическая цепь и образующий ее параметрический ряд колес с соответствующими формулами для линейных размеров

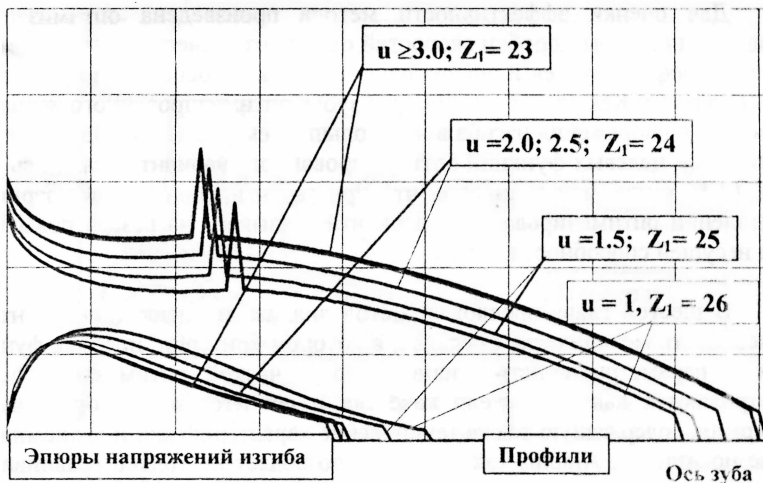


Рис. 3. Профили зубьев шестерен и эпюры напряжений изгиба

На диаграмме рис. 4 представлены оптимальные конструктивно-технологические параметры и соответствующие значения целевых функций в диапазоне передаточных чисел от 1 до 4. Все величины представлены графически в отношении к соответствующим величинам пары с $u = 1$. Для их отличия от действительных безразмерных значений в индексах использован знак “*”. График $\alpha_{t,w*}$ на рис. 4 показывает, что значения угла зацепления $\alpha_{t,w}$ близки классическому значению 20° . Значения целевой функции зацепления для условий контактной прочности также близки постоянному значению, соответствующему оптимизированной передаче с $u = 1$.

Из функции зацепления оптимизированной эвольвентной пары для условий прочности на изгиб методом аппроксимации ряда численных решений выделен структурный множитель $-(u+1)^{-1}$, что позволило установить связь целевых функций формы и равенство функций структуры для условий контактной и изгибной прочности.

В предлагаемом решении оптимизированная эвольвентная передача полностью описана безразмерными величинами. Переход к размерной модели связан с определением таких главных линейных параметров a_{wi} и b_{wi} , которые при доступных материалах и технологиях их обработки обеспечат заданную несущую способность.

Объединяя результаты структурной оптимизации и оптимизации зацепления, можно получить параметрические ряды узловых эвольвентных передач для различных материалов и режимов нагрузки. Для стали 25ХГНМ (нитроцементация) такой ряд представлен в таблице 2 на третьей странице обложки.

Для оценки эффективности метода произведена оптимизация эвольвентной пары коробки скоростей одного из отечественных автомобилей. Профили зубьев и эпюры напряжений в их основании представлены на рис. 5. Как следует из рисунка зубья оптимизированного варианта выше, а напряжения изгиба в них больше, чем у аналога. Однако значения $G_{н(г)}$ целевых функций оптимизированного варианта оказались на 11...12 % выше, чем у аналога, что при гарантированном двухпарном зацеплении оптимизированного варианта указывает на резерв повышения несущей способности.

В шестой главе предложен метод анализа и оценки конкурентоспособности механических передач, в котором критерии, целевые функции и параметры конструктивно-технологической оптимизации рассматриваются как показатели качества и сводятся в прямоугольную **матрицу**, содержащую также технические характеристики и экономические показатели. Анализ таких матриц позволяет не только сравнивать изделия, но определять пути их модернизации посредством изменения конструктивно-технологических параметров. Для разработчика и производителю создание подобной матрицы является выбором системы отсче -

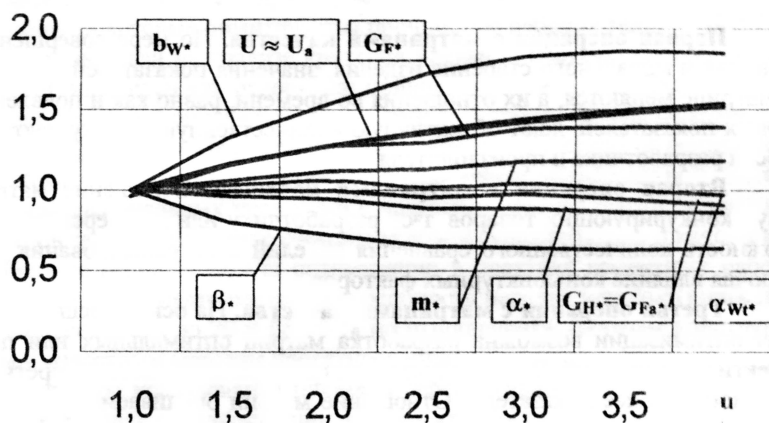


Рис. 4. Целевые функции зацеплений и некоторые параметры оптимизированных передач (Все величины представлены графически в отношении к соответствующим величинам пары с $u = 1$.)

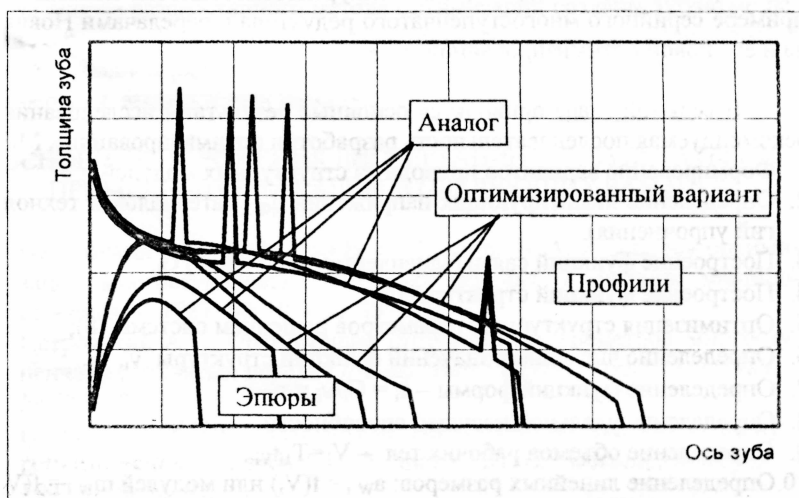


Рис.5. Сравнение оптимизированной эвольвентной пары с серийно выпускаемым аналогом

та в движении к конкурентоспособному товару. Операции с матрицами позволяют фиксировать отличие сравниваемых передач на параметрическом уровне, что крайне важно для коммерческих и инновационных программ.

Первая операция с матрицами качества. По мере совершенствования и морального старения изделия, значения показателей качества в матрице меняются, а их отношения во времени, равно как и появление новых показателей, дают объективную количественную оценку деятельности разработчика и производителя.

Вторая операция с матрицами качества. Отношение матриц двух конкурирующих товаров дает разработчику или коммерсанту возможность количественного сравнения изделий и их ранжирования, исключая влияние конъюнктурных факторов.

Третья операция с матрицами качества. На основе решения задач оптимизации возможна разработка матриц оптимальных или перспективных изделий. В этом случае в матрице располагаются теоретически достижимые показатели. Отношение матриц оцениваемого и оптимального изделия позволяет судить о целесообразности модернизации, оценить ее перспективность, выбрать наиболее совершенное из группы изделий.

В результате рассмотренных операций получают матрицы с безразмерными элементами, которые дают численную оценку относительной конкурентоспособности двух изделий по всем показателям. Эти матрицы определены как **матрицы конкурентоспособности**.

Применение метода оценки конкурентоспособности показано на примере серийного многоступенчатого редуктора с передачами Новикова и его новой оптимизированной модели.

В седьмой главе приводятся основные результаты исследования и рекомендуемая последовательность разработки оптимизированных МП:

1. Формирование вариантов привода из структурных модулей.
2. Определение лимитирующих напряжений q_{0i} (материалов и технологий упрочнения).
3. Построение функций связи (зацепления, сцепления) G_i .
4. Построение функций структуры v_i .
5. Оптимизация структурных параметров решением системы (8);
6. Определение численных значений функций структуры v_i, v_{Σ} .
7. Определение функций формы – $\tau_i = G_i/v_i$ и τ_{Σ} .
8. Определение удельной несущей способности – $t_{vi} = q_{0i}\tau_i$.
9. Определение объемов рабочих тел – $V_i = T_{1i}t_{vi}$.
10. Определение линейных размеров: $a_{wi} = f(V_i)$ или модулей $m_{wi} = f(V_i)$.
11. Разработка и сравнение матриц качества для вариантов, оценка конкурентоспособности, принятие инженерного или коммерческого решения.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В диссертации разработан метод анализа и оптимизации конструктивно-технологических параметров механических передач, несущая способность которых лимитируется прочностью рабочих тел.
2. Метод основан на анализе критерия удельной несущей способности, который определен как отношение приводного момента к объему рабочих тел. Критерий описан безразмерными функциями формы передач.
3. Общее решение задачи конструктивно-технологической оптимизации для структурных параметров представлено в виде универсальной системы дифференциальных уравнений с частными производными, а для параметров зацепления в виде системы условий существования и качества.
4. Частные решения задачи оптимизации в практике проектных работ позволяют наращивать несущую способность передач или сокращать их материалоемкость до 20 и более % по отношению к базовым конструкциям и известным методам проектирования.
5. Результаты исследования показали перспективность параметризации и последующей стандартизации конструктивно-технологических параметров зубчатых передач в целях широкого внедрения оптимальных форм деталей и технологий прямого формообразования.
6. Применение разработанных критериев, безразмерных функций и параметров в практике коммерческой и экспертной деятельности позволяет вести сравнение механических передач на параметрическом уровне, а также зафиксировать их относительные и предельные значения с точки зрения современных представлений о несущей способности.
7. На основе разработанного метода оптимизации созданы зубчатые передачи, редукторы и технологические приводы различного назначения, а также выполнен ряд экспертных работ по оценке конкурентоспособности передач, выпускаемых известными производителями.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ДИССЕРТАЦИИ И РЕЗУЛЬТАТЫ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ ОТРАЖЕНЫ В СЛЕДУЮЩИХ РАБОТАХ

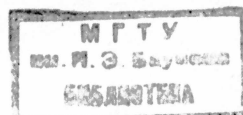
1. Петровский А.Н., Сафонова Н. К., Шапиро Б. А. К вопросу оптимизации многоступенчатых зубчатых передач // Вестник машиностроения. – 1987. № 10. – С. 13 – 15.
2. Петровский А.Н. Оптимизация структурных параметров многоступенчатых зубчатых передач // Инф. лист / ЦНТИ. Горький. – 1989. – № 427 – 89.
3. Петровский А.Н. Способ оптимизация зубчатых передач с поднутрением основания зуба // Инф. лист / ЦНТИ. Нижний Новгород. – 1997. – № 73–97.

4. Петровский А.Н. Станок "Вьюн" // Инф. лист / ЦНТИ. Нижний Новгород. -1996. - № 14 - 96.
5. Петровский А.Н., Гусякова Г.П., Кошелев О.С. Программа курса "Конкурентоспособность машин" в высшей школе // Современные технологии в машиностроении: Сборник материалов IV Всероссийской научно-практической конференции. 24 - 25 янв. 2001: В 2 ч. - Пенза: Приволжский дом знаний, 2001. - Ч. 1. - С. 15 - 17.
6. Петровский А.Н., Петровский Д.А. Коммерческий анализ и конкурентоспособность продукции машиностроения // Материаловедение и высокотемпературные технологии: Межвузовский сборник научных трудов. - Нижегородский государственный технический университет, 2000. - Вып.2. - С. 62 - 68.
7. Петровский А.Н., Петровский Д.А. О перспективе организации производств прямого формообразования зубчатых колес // Материаловедение и высокотемпературные технологии: Межвузовский сборник научных трудов. - Нижегородский государственный технический университет, 2000. - Вып.2.- С. 56 - 62.
8. А с. 1400879 СССР, МКП В 25 J 15/00. Многопозиционный захват промышленного робота / В.И. Зимин, Н.М. Коряев, М.П. Омеляненко, А.Н. Петровский // Официальный бюллетень Государственного комитета по делам изобретений и открытий: Открытия. Изобретения. - 1988. - № 21. - С. 80.
9. Зимин В. И., Петровский А.Н. Робототехнический комплекс для сварки коробчатых деталей // Судостроение. - 1987. - №8. - С.40.
10. Кузнецов О.А., Петровский А.Н. Винтовой конвейер // Станки и инструмент. - №7. - 1989. - С. 30 - 31.
11. Осадин В.А., Ишерский Л.В., Петровский А.Н. Судовой редуктор Г81 // Двигателестроение. - 1984. - №6. - С. 55 - 57.
12. Пат. 2104101 РФ, МКП В 08 В 1/00. Станок для намотки проволоки / А.Н. Петровский, М.П. Еременко // Официальный бюллетень Российского агентства по патентам и товарным знакам: Изобретения (Заявки и патенты). - 1998. - №4. - С. 87.
13. Пат. 1477962 РФ, МКП F 16 Н 1/20. Многоступенчатая зубчатая передача / А.Н. Петровский, Н. К. Сафонова, Б. А. Шапиро // Официальный бюллетень Государственного комитета по изобретениям и открытиям при ГКНТ СССР: Открытия. Изобретения. - 1989. - № 17. - С. 136.
14. Свид. на пол. мод. 16493 РФ, МКП В 63 Н 23/10. Судовая энергетическая установка / М.А. Петровский, Д.А. Петровский, А.Н. Петровский // Официальный бюллетень Российского агентства по патентам и товарным знакам: Изобретения. Полезные модели. - 2001. - №1. - С. 420.

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ РЯД УЗЛОВЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПЕРЕДАЧ

Таблица 2

u	Z ₁	Z ₂	α_t	α_w	β	β_b	ε_α	HRC	S _H
2,917	24,000	70,000	16,553	19,962	16,446	15,79	1,000	60,000	1,100
	Y ₁	Y ₂	α_t (рад.)	α_w (рад.)	β (рад.)	β_b (рад.)	ε_α	σ_{Hlimb}	S _F
	4,544	4,883	0,289	0,348	0,287	0,276	2,005	1380,00	1,550
[C _H]	G _H	v _H	τ_H	t _H					
20,812	0,335	10,027	0,033	0,696					
(МПа)									
[σ_F]	1000G _F	v _F	τ_F	t _F					
645,161	8,031	7,467	1,076	0,694					
(МПа)									
N ₂	m	a _w	d ₁	d ₂	p	b _w	V _I	T _H	T _F
	мм	мм	мм	мм	мм	мм	см ³	Нм	Нм
1,000	1,000	49,976	25,520	74,433	11,097	24,0	117,0	81	81
2,000	1,126	56,288	28,743	83,834	12,499	26,0	160,0	111	111
3,000	1,269	63,398	32,373	94,422	14,077	30,0	235,0	164	163
4,000	1,429	71,405	36,462	106,347	15,855	34,0	338,0	235	235
5,000	1,609	80,423	41,067	119,779	17,858	38,0	479,0	333	332
6,000	1,812	90,581	46,254	134,907	20,113	42,0	671,0	467	466
7,000	2,041	102,021	52,096	151,946	22,653	48,0	973,0	677	675
8,000	2,299	114,906	58,675	171,137	25,514	54,0	1388,0	966	963
9,000	2,590	129,419	66,086	192,751	28,737	60,0	1957,0	1362	1358
10,000	2,917	145,764	74,433	217,096	32,366	66,0	2730,0	1901	1894
11,000	3,285	164,174	83,834	244,515	36,454	74,0	3883,0	2703	2694
12,000	3,700	184,910	94,422	275,397	41,058	84,0	5592,0	3893	3880
13,000	4,167	208,264	106,347	310,180	46,244	94,0	7938,0	5526	5508
14,000	4,694	234,567	119,779	349,356	52,084	106,0	11355,0	7905	7879
15,000	5,286	264,193	134,907	393,479	58,663	120,0	16307,0	11352	11316
16,000	5,954	297,561	151,946	443,176	66,072	134,0	23100,0	16081	16029
17,000	6,706	335,143	171,137	499,149	74,417	150,0	32803,0	22836	22762
18,000	7,553	377,471	192,751	562,191	83,816	170,0	47160,0	32831	32725
19,000	8,507	425,146	217,096	633,196	94,401	190,0	66863,0	46548	46397
20,000	9,581	478,842	244,515	713,169	106,324	214,0	95533,0	66507	66292
21,000	10,791	539,320	275,397	803,242	119,753	242,0	137046,0	95407	95098
22,000	12,154	607,436	310,180	904,691	134,878	272,0	195401,0	136032	135591
23,000	13,690	684,155	349,356	1018,954	151,913	306,0	278861,0	194134	193505
24,000	15,419	770,563	393,479	1147,648	171,100	344,0	397679,0	276851	275954
25,000	17,366	867,886	443,176	1292,596	192,710	388,0	569003,0	396121	394838
26,000	19,559	977,500	499,149	1455,850	217,049	436,0	811105,0	564664	562836



Подписано в печать 07.09.2001. Формат 60x84 ¹/16. Бумага офсетная.
Печать офсетная. Уч.-изд. л. 1,0. Тираж 120 экз. Заказ 581.

Нижегородский государственный технический университет.
Типография НГТУ. 603600, Нижний Новгород, ул. Минина, 24.