

М442077

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКОЕ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ
РЕВОЛЮЦИИ И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ УЧИЛИЩЕ ИМЕНИ Н.Э. БАУМАНА

На правах рукописи
УДК 621.833:[539.43+681.3.06]

АНАНЬЕВ Вячеслав Михайлович

НЕСУЩАЯ СПОСОБНОСТЬ И АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ МОДИФИЦИРОВАННЫХ АВИАЦИОННЫХ
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Специальность 05.02.02
Машиноведение и детали машин

- А в т о р е ф е р а т
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва 1986

Работа выполнена в Центральном ордена Ленина и ордена
Октябрьской Революции институте авиационного
моторостроения имени П.И. Баранова.

Научный руководитель: доктор технических наук,
профессор Булгаков Э.Б.

Официальные оппоненты: заслуженный деятель науки и тех-
ники РСФСР, доктор технических
наук, профессор Маслов Г.С.
кандидат технических наук,
доцент Чесноков В.А.

Ведущая организация указана в решении ученого совета.

Защита диссертации состоится " / " / 1986г.

на заседании специализированного совета К 053.15.11

"Машиностроение" в Московском высшем техническом

училище им. Н.Э. Баумана по адресу:

107005 Моск. - Ленинская ул., дом 5.

Московс

мана.

опен

Р

М442044

Э П.К.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь т е м ы. Зубчатые передачи авиационных редукторов являются наиболее напряженными и высокоскоростными среди применяемых в машиностроении. Коэффициент нагруженности $K_o = 2 \cdot T \cdot (1 + i) / (d_w^2 \cdot \delta_w \cdot i)$ таких передач составляет $600 \div 800 \text{ Н/мм}^2$, в то время как, например, в коробках передач автомашин $K_o = 300 \div 400 \text{ Н/мм}^2$. Окружные скорости от 5 м/с походят до 120 м/с и выше. При высокой напряженности авиационные редукторы имеют малую удельную массу – от 4 до 7 грамм на 1 Н·м передаваемого крутящего момента. Такие показатели могут быть достигнуты только при применении новейших достижений в области прочности, геометрии, технологии и конструирования зубчатых передач. Требования повышения несущей способности, надежности и долговечности зубчатых передач – постоянная задача, решаемая на всех уровнях развития техники. Актуальность ее находит отражение в "Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1986 ÷ 90 годы и на период до 2000 г."

Ц е л ь р а б о т ы. Снижение массо-габаритных параметров, повышение несущей способности и ресурса посредством улучшения качественных показателей цилиндрических эвольвентных зубчатых передач, главным образом применяющихся в авиационных редукторах и составляющих до 35% их массы.

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я. При теоретических и экспериментальных исследованиях использованы методы конечных элементов и голографической интерферометрии, выполнено виброметрование и тензометрирование зубчатых передач на стенде и на изделии с применением современных средств регистрации и обработки результатов экспериментов. Проведены массовые испытания зубчатых передач на стенде, работающем по замкнутому контуру и их результаты обработаны методами математической статистики. Выполнены расчеты по программам автоматизированного проектирования, составленным на алгоритмических языках АЛГОЛ и ФОРТРАН.

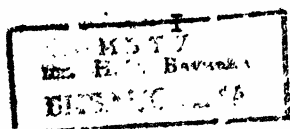
Н а у ч н а я н о в и з н а. Определены параметры зубчатых передач, обеспечивающие гарантированный двухпарный контакт по всей линии зацепления при углах зацепления больше 20° . Экспериментально и теоретически оценены жесткости зубчатых передач в диапазоне перекрытий $1 < \varepsilon_\alpha < 3$. Разработана методика расчета динамической нагруженности высоконапряженных зубчатых передач

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1442077

Ананьев В.М. Несущая спосо



В широком диапазоне геометрических параметров, частот вращения и нагруженности с учетом резонансных режимов. Для передач с различными качественными показателями приводятся расчетные и экспериментальные результаты сравнения динамической нагруженности и виброактивности, а также результаты испытаний на несущую способность и выносливость по изгибу. Показана перспективность использования зубчатых передач с гарантированным двухпарным контактом и углами зацепления больше 20° при применении теплостойких сталей с соответствующей химико-термической обработкой. Разработана система автоматизированного проектирования авиационных зубчатых передач, простых и планетарных, на основе разработанных методов расчета и результатов проведенных экспериментальных исследований. Показано, что оптимальное проектирование позволяет улучшить качественные показатели зубчатых передач и уменьшить значение целевой функции объема сопряженных колес, а следовательно и их массу.

П р а к т и ч е с к а я ц е н н о с т ь. Уточнен и распространен на передачи с $1 < \varepsilon_\alpha < 3$ метод определения жесткости сопряженных зубьев. Предложены способы оценки жесткости с использованием методов конечных элементов и голографической интерферометрии. Разработан алгоритм и составлена программа для ЭВМ расчета динамической нагруженности зубчатых передач с различными качественными показателями. Уточнен предел выносливости стали 12Х2Н4А-Ш посредством массовых испытаний и показано влияние на него обработки впадины. Экспериментально оценена несущая способность по изгибу зубчатых передач с различными параметрами зацепления и даны рекомендации по проектированию и изготовлению перспективных высоконапряженных передач с коэффициентом перекрытия больше двух и углами зацепления больше 20° , показана их повышенная несущая способность. Такие передачи обладают пониженной виброактивностью и оказывают меньшее возбуждающее действие на детали и узлы газотурбинного двигателя (лопатки компрессора, маслянный коллектор и др.). Разработан алгоритм и составлены программы автоматизированного проектирования авиационных зубчатых передач на ЭВМ. Результаты работы могут быть использованы при проектировании высоконапряженных зубчатых передач изделий других отраслей машиностроения.

Р е а л и з а ц и я р а б о т ы. Результаты работы использованы: - при разработке параметров исходного производящего

течного контура высоконапряженных зубчатых передач с гарантированным двухпарным зацеплением в ОСТ 100219-76 (Зубчатые передачи); - при оценке массо-габаритных показателей на стадии эскизного проектирования редукторов перспективных авиационных изделий, а также при определении возможностей повышения несущей способности и долговечности зубчатых передач эксплуатируемых серийных изделий; - при разработке нормативов прочности зубчатых передач авиационных изделий; - при проведении экспериментальных исследований по повышению несущей способности и снижению виброактивности зубчатых передач редуктора изделия одного из ОКБ.

А п р о б а ц и я р а б о т ы. Основные положения диссертации докладывались и обсуждались на: - Всесоюзном научно-техническом совещании "Конструирование и производство зубчатых передач", г. Алма-Ата, сентябрь 1974; - секции зубчатых передач и редукторостроения при ЦИ НТО Машпром, Москва, 09.06.76; - Всесоюзном научно-техническом совещании "Повышение качества зубчатых передач конструкторными и технологическими методами", г. Баку, 19-21.10.76; - отраслевой научно-технической конференции "Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении", ЦИАМ, 25-27.03.80; - краткосрочном семинаре Комитета зубчатых передач и зацеплений им. Х.Ф. Кетова НТО Машпром, г. Ленинград, 10-11.06.80; - Всесоюзном семинаре "Автоматизированное проектирование зубчатых передач и редукторов", г. Минск, 13-16.10.81; - отраслевой научно-технической конференции "Повышение несущей способности и ресурса авиационных зубчатых передач и редукторов", ЦИАМ, 22-24.11.82; - Республиканской научно-технической конференции НТО Машпром УССР "Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общемашиностроительного применения", г. Севастополь, 29.10-01.11.83.

П у б л и к а ц и и. По теме диссертации опубликовано 12 работ, из них одно авторское свидетельство на изобретение, выпущено 18 технических отчетов и 10 технических справок.

С т р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы. Диссертация изложена на 200-х страницах машинописного текста, включающих: введение, пять глав, основные выводы, список литературы на 177 наименований, 35 таблиц и 54 страницы рисунков. Приложение состоит из 67 страниц листингов программ для ЭВМ.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В о в в е д е н и и приводится обзор работ по вопросам применимости и выбора параметров высоконапряженных зубчатых передач, методов оценки жесткости сопряженных зубьев, динамических нагрузок и прочности в целях использования при автоматизированном проектировании зубчатых передач на моделях различных уровней.

Широкий круг рассматриваемых вопросов связан с необходимостью поиска оптимального варианта зубчатой передачи на множестве качественных показателей, таких как $\varepsilon_{\alpha} \in]1; 3[$ и $\alpha_w \in [20^{\circ}; 40^{\circ}]$, в широком диапазоне изменения нагруженности и частот вращения. При рассмотрении зубчатых передач с $\varepsilon_{\alpha} > 2$ обобщены данные работ В.Н. Кудрявцева, М.Д. Генкина, М. Метраля, И.А. Пугачева, С.Н. Кима, В.И. Алексеева, Р. Драго, Н. Стафа, Ю.С. Попова и др. В связи с расчетными и экспериментальными исследованиями податливости зацепления, изгибной и контактной прочности, заедания и динамической нагруженности передачи рассмотрены работы А.И. Петрусевича, В.Н. Кудрявцева, М.Д. Генкина, Н.А. Ковалева, Б.Ф. Шорра, В.Д. Авцожского, И.Н. Френкеля, Я.Г. Кистьяна, Э.Л. Айрапетова, Ю.А. Мишарина, Г.Б. Иселевича, В.Л. Устиненко, А.А. Зарифьяна, А.Ф. Кириченко, Г. Ниманна, В.Л. Дорофеева, Корнелла, Вестервелта, Уилкока, Коулмена и др. При разработке САПР редуктора принимались во внимание работы Т.Бенд, И.А. Биргера, В.Н. Кудрявцева, Ю.А. Державца, Э.А. Лившица, И.В. Аникина, Г.А. Журавлева, В.Т. Придухо, Ю.Н. Кирдяшева, В.Б. Мемелова и др.

С учетом анализа работ вышеназванных авторов сформулированы задачи диссертации:

1. Исследование возможности получения зубчатых передач с гарантированным двухпарным зацеплением и высокими углами зацепления.

2. Оценка жесткости зубчатых передач, в том числе с коэффициентом перекрытия больше двух.

3. Разработка метода расчета динамической нагруженности зубчатых передач с различными геометрическими параметрами с учетом влияния частоты вращения, статической нагруженности и погрешностей изготовления.

4. Экспериментальная оценка динамической нагруженности

зубчатых передач на стенде с проведением тензометрирования и виброметрирования.

5. Выбор материала и термообработки зубчатых передач с коэффициентом перекрытия больше двух. Проведение сравнительных испытаний на несущую способность и выносливость по изгибу передач с $\varepsilon_\alpha < 2$ и $\varepsilon_\alpha > 2$.

6. На основе проведенных исследований разработать модуль автоматизированного проектирования зубчатых передач САПР авиационных редукторов. Составить алгоритм и программу оптимизации в обобщающих параметрах.

7. Проектирование перспективной зубчатой передачи для постановки на изделие и проведение сравнительных испытаний с серийными передачами с использованием виброметрирования.

В первой главе рассмотрены элементы прочности передачи с двухпарным контактом по всей линии зацепления и углами зацепления больше 20° ; приведено аналитическое определение изгибной прочности, жесткости и распределения усилий между зубьями и их экспериментальная проверка.

Разработанная Э.Б. Вулгаковым теория зубчатых передач в обобщающих параметрах позволяет получить всевозможные варианты эвольвентного зацепления вне зависимости от параметров производящего контура. К рассматриваемым здесь зубцам (зубьям без галтели) переходные поверхности пристраиваются на стадии станочного проектирования из условия обеспечения минимальной концентрации напряжений у основания. Таким образом возникает возможность конструирования зубьев, что как нельзя лучше соответствует задачам САПР.

Для одного из начальных уровней САПР, когда еще нет переходной кривой, определена изгибная прочность зубцов. Зубец аппроксимируется клином, для которого известны точные решения теории упругости, а затем выбор независимых переменных определялся из условия равнопрочности по напряжениям изгиба в граничной точке эвольвентного профиля.

Задача о жесткости сопряженных зубьев решалась несколькими методами в зависимости от уровня математической модели:

1. Когда зубья аппроксимировались клином и определялись компоненты перемещений от изгибной деформации зуба и деформации прилегающей части обода. При этом были уточнены начальные условия, а контактная податливость принята для высоконапряженных пе-

передач величиной постоянной $\delta_k = 1,8 \cdot 10^5 \text{ мм}^2/\text{Н}$. Метод распространен на передачи с коэффициентом перекрытия больше двух.

2. С использованием метода конечных элементов (МКЭ), когда определялись перемещения точки приложения нагрузки за вычетом контактных перемещений от действия сосредоточенной силы. Расчетная модель представляет собой область зуба с частью обода толщиной 3 модуля. Контактная поцатливость принималась величиной постоянной, как и в предыдущем методе.

3. Результаты определения жесткостей с указанными допущениями сравнивались с экспериментами других авторов и были проверены экспериментально методом голографической интерферометрии. При этом перемещения определялись по нерабочей стороне зуба и показали хорошее совпадение с результатами МКЭ.

Исследования показали, что как программа с использованием аппроксимации зуба клином, так и программа с использованием МКЭ дают близкие результаты, хорошо согласуются с экспериментом и могут быть использованы при разработке моделей начального уровня САПР редуктора, в том числе при расчете передач с коэффициентом перекрытия больше двух.

Эти работы были использованы при разработке ОСТ 100219-76 на производящий реечный контур (ПРК), для высоконапряженных зубчатых колес с гарантированным двухпарным зацеплением. С использованием материалов диссертации были обоснованы параметры ПРК, позволяющего получить в широком диапазоне сочетания чисел зубьев $\xi_\alpha = 2,05$ при углах зацепления до 24° , равнопрочности по изгибу и толщине зуба у вершины 0,4 м.

Г л а в а в т о р а я посвящена динамической нагруженности зубчатых передач в зависимости от параметров зацепления, точности изготовления и частоты вращения.

Известные решения задачи о динамических нагрузках в зубчатых передачах не могут быть использованы для определения динамических нагрузок в передачах в широком диапазоне изменения частот вращения и параметров зацепления. Для решения задачи о динамической нагруженности была принята динамическая модель передачи, где процесс зацепления рассматривался как непрерывный. В уравнения динамики введено переменное значение жесткости зубьев по линии зацепления и учтено демпфирующее влияние смазки и трения в виде параметра. Для нелинейного дифференциального уравнения

$$\frac{d^2\delta}{dt^2} + 2\rho \frac{d\delta}{dt} + \alpha^2\delta = g_0 + g_1 t + g_2 t^2,$$

где $\rho = \eta / (2 \sqrt{M_{np} C_0})$; $\alpha^2 = \sum_{j=1}^n C_j$, $j = 1, 2, \dots, n$; $\eta = 0, 1$ - коэффициент демпфирования; M_{np} - приведенная масса зубчатых колес; C_j - жесткость j -ой пары зацепляющихся зубьев; g_0, g_1, g_2 - коэффициенты, зависящие от фазы зацепления,

применен метод отыскания решения в виде функции с малыми временными шагами, на каждом из которых жесткость принимается величиной постоянной. За первоначальные условия приняты статические условия нагружения на выходе из зацепления, а на каждом последующем участке начальные условия принимаются равными конечным на предыдущем. Последовательное приближение достигается переходом от одного зацепления к другому. Расчеты на ЭВМ показали, что в дорезонансной зоне частот вращения сходимость итерационного процесса достигается за два периода зацепления. В резонансной и зарезонансной зонах сходимость происходит за большее число итераций, т.к. динамический процесс охватывает несколько пересопределений. При этом за итеративное решение принимается средняя величина динамической нагрузки за несколько последних итераций.

Анализ результатов расчетов зубчатых колес с параметрами, приведенными в таблице I (стр. 10), показал, что динамические нагрузки в передаче с $\xi_\alpha > 2$ в 1,5 ÷ 2 раза меньше, чем в передаче с $\xi_\alpha = 1,5$. В зарезонансной зоне напряженность передачи уменьшается, вследствие того, что при выходе из зацепления перераспределение нагрузки между зубьями р ализуется не полностью. Напряжения изгиба в передаче с $\xi_\alpha = 2,05$ и $\alpha_w = 22,7^\circ$ при наибольшей вероятной разности основных шагов $\Delta_o = 8$ мкм в зарезонансной зоне примерно на 15% ниже, чем в передаче с $\xi_\alpha = 1,5$ ($\alpha_w = 25^\circ$). При $\Delta_o = 3$ мкм разница в напряжениях увеличивается до 20%. На резонансных режимах в передаче с $\xi_\alpha < 2$ происходит размыкание зубьев, чего не наблюдается в передачах с $\xi_\alpha > 2$. Результаты расчетов хорошо согласуются по характеру нагруженности с данными экспериментов других авторов.

Для упрощенной оценки динамических нагрузок в зацеплении на более низком уровне проектирования предложено использовать известный метод расчета по кромочному и срединному контактам, распространенному, с учетом данных рассмотренного выше метода, на передачи с перекрытием больше двух. Расчеты по упрощенному

методу не учитывают резонансных колебаний и в зарезонансной зоне дают результаты на 10 – 15% более высокие.

В третьей главе приводятся результаты экспериментальных исследований динамических нагрузок в зубчатых передачах, проводившихся на стенде и на изделии.

Тензометрированию подвергались зубья зубчатых колес (табл. I). При этом тензорезисторы наклеивались на торцах нескольких подряд идущих зубьях вблизи галтели, под углом 45° к оси зуба и соединялись в мостовую схему. Через токосъемник РТО-32 сигнал передавался на статико-динамический усилитель 4АНЧ-22, далее на высокочастотный шлейф шлейфового осциллографа Н-115 и записывался на фотобумагу типа УФА. Результаты эксперимента показали хорошее соответствие с результатами расчетов ($\pm 5\%$) по характеру и величине динамических нагрузок. На резонансных режимах в передаче с $\varepsilon_{\alpha} < 2$ возникают разрывные колебания, что также соответствует данным расчетов. В передачах с $\varepsilon_{\alpha} > 2$ разрывных колебаний не наблюдалось.

Характер динамической нагруженности зубчатых передач подтвержден тензометрированием упругих опор под подшипники. В этом случае регистрировался сигнал от тензорезисторов, наклеенных на упругие элементы опор, вызванный деформацией последних от воздействия усилия в зацеплении через подшипники.

Параллельно с тензометрированием проводилось виброметрирование. Вибропреобразователи типа КД-14 устанавливались над опорами под подшипники перпендикулярно к оси вращения. Сигнал передавался на слепающий анализатор, имеющий протарированную шкалу для регистрации уровней виброперегрузок нескольких гармонических составляющих общего уровня. Частотный диапазон тракта 0 ÷ 15 кГц. Опорный сигнал, в виде зубцовой частоты, подавался с индукционного датчика, регистрировавшего частоту прохождения зубьев исследуемого зубчатого колеса. Сравнение виброактивности передач велось по уровню на первой зубцовой гармонике, т.е. на других гармониках уровни сигналов были на порядок меньше. Показано, что виброактивность передачи при $\varepsilon_{\alpha} < 2$ более чем в 2 раза выше, по сравнению с передачей при $\varepsilon_{\alpha} > 2$, что особенно проявляется на резонансных режимах. Характер изменения величины вибраций от частоты вращения подтверждает результаты тензометрирования.

Оценивалось влияние величины коэффициента перекрытия на

динамику посредством виброметрирования. Величина ε_α изменялась с 2,09 до 0,95 уменьшением наружных диаметров сопряженных колес. При этом уровень сигнала возрастает в среднем на 20 дБ на нерезонансных режимах.

Влияние модификации профиля зубьев на динамические нагрузки в передачах с гарантированным двухпарным зацеплением также оценивалось виброметрированием. Производилась модификация головок зубьев одного или обоих испытываемых колес, при этом изменялись глубина $\Delta_a = 0 \div 35$ мкм и длина $h_g = 0 \div 5$ мм модификации. В результате анализа по первой зубцовой гармонике показано, что динамические нагрузки уменьшаются при модификации профилей зубьев одного из колес. Модификация профилей зубьев обоих колес приводит к увеличению динамических нагрузок из-за снижения коэффициента перекрытия.

Проводилось исследование сравнительной виброактивности зубчатых передач с $\varepsilon_\alpha < 2$ и $\varepsilon_\alpha > 2$ на изделии одного из

ОКБ. В штатном варианте передача состояла из трех цилиндрических зубчатых колес $Z_1 = 27$, $Z_2 = 89$, $Z_3 = 112$ с $\alpha_w = 28^\circ$ и $\varepsilon_\alpha < 2$, изготовленных из стали ЭИ-415 (20ХЭМФА), цементированных и закаленных, шлифованных по степени точности 6-5-5В ГОСТ 1643-72. Частота вращения зубчатых колес $n = 7000 \div 25000$ об/мин при средней величине крутящего момента на входе $T_1 = 500$ Н·м. В обобщающих параметрах были спроектированы передачи с $\varepsilon_\alpha = 2,05$ для заданных межосевых расстояний, изготовленные по

серийной технологии. Вибропреобразователи типа КД-34 устанавливались с помощью клея ЦИАКРИН на подшипниковые опоры в направлении действия усилий в передаче. Через усилитель SM-231 сигнал передавался на магнитный регистратор МР-0567. Частотный диапазон тракта передачи сигнала составлял $0 \div 15$ кГц. Замеры вибраций проводились на нескольких режимах. Обработка экспериментальных данных происходила на вычислительном комплексе по анализу быстро-переменных процессов с выдачей результатов в виде спектрограмм и таблиц. Сравнение по первой зубцовой гармонике показало, что виброактивность передач с $\varepsilon_\alpha > 2$ в $2 \div 5$ раз меньше виброактивности штатных передач с $\varepsilon_\alpha < 2$.

Глава четвертая посвящена оценке несущей способности и выносливости по изгибу зубчатых колес, некоторые сведения по параметрам которых приведены в таблице I.

Зубчатые колеса нарезались в соответствии с производящими

Таблица I

Вариант Параметр	I	II	III	IV	V	VI
Z_1	49	50				49
Z_2	51	50				51
α_w^0	25	20	25	22	15	22,7
ε_α	1,55	1,75	1,53	2,09	3,14	2,05
m , мм		4,02		3,92	4,02	3,9
α		0		0,72	0	0,87
Поднутрение	нет	да		нет		

реечными контурами (ПРК): II – ГОСТ 13755-68, I, III, VI – ОСТ 100219-76, а поднутренное основание (II и III) рассчитывалось по ОСТ 100269-77. Зубчатые колеса имели ширину венцов $b_1 = 20$ мм, $b_2 = 15$ мм и изготавливались: I – У из стали 12Х2Н4А-Ш, цементировались и закалялись до твердости поверхности > 60 НРС и сердцевины $32 \div 41$ НРС; VI – из стали ЭИ-415 (20Х3МВФА), азотировались до твердости поверхности 700 НВ. Зубья шлифовались до степени точности 6-5-5В ГОСТ 1643-72.

Испытания проводились на установке, работающей по замкнутому силовому контуру с гидравлическим нагружающим устройством, при частоте вращения $n = 7500$ об/мин и нагрузках $T = 1 \div 4$ кН·м на маслах: 50/МС-20 + 50/МК-8 или Б-3В. Для каждого варианта испытывалось до 10 пар колес на базе 10^7 циклов; колеса одной плавки и, как правило, одной "садки" в печь.

Статистическая обработка результатов испытаний осуществлялась вероятностным методом для малого числа испытываемых образцов, в результате чего определялись показатель степени кривой усталости и пределы несущей способности по изгибу на базе $N_{Fo} = 10^7$ циклов при $\rho = 0,5$; 0,95 и 0,99. Как следует из испытаний несущая способность по изгибу зубчатых передач с поднутрением и без поднутрения при общем профильном угле ПРК $\alpha = 25^\circ$, примерно одинакова. У колес с поднутренным основанием при угле зацепления $\alpha_w = 25^\circ$ несущая способность выше на 10%, чем у колес с $\alpha_w = 20^\circ$. Построены также кривые усталости по напряжениям изгиба и получены пределы выносливости: для зубчатых колес с поднутренным нешлифованным основанием равными 860 МПа, а со шлифованным – 790 МПа. Разница в величинах пределов изгибной выносливо-

сти объясняется наличием у неполнотренированных зубьев остаточных напряжений растяжения от шлифования.

Передачи с гарантированным шухпарным зацеплением изготавливались из стали 12Х2Н4А-Ш и ЭИ-415. При испытании колес вариантов IV и V из стали 12Х2Н4А-Ш имели место поломки зубьев, связанные с зацеплением. Переход на теплостойкую сталь ЭИ-415 и повышение угла зацепления ликвидировали этот дефект и обеспечили повышение несущей способности передачи на $35 \div 50\%$ по отношению к колесам других вариантов.

В п я т о й г л а в е приводятся структура и алгоритм автоматизированного проектирования высоконапряженных зубчатых передач, основанного на разработках предыдущих глав.

Автоматизированное проектирование (АП) зубчатых передач заключается в выборе оптимальных параметров венцов как пары зубчатых колес, так и соосной передачи (планетарной, дифференциала, перебора). Оно осуществляется на основе анализа и синтеза математических моделей трех уровней, посредством четырех управляющих параметров. Основная задача — определение параметров передачи, включая исполнительные размеры и параметры ПРК, соответствующие минимизированному значению целевой функции — суммарному объему сопряженных колес $V = \pi a_w^2 \cos^2 \alpha_w b_w (1 + i^2 n_w) / (1 + i)^2$. Решение задачи производилось при известных значениях пределов изгибной и контактной выносливости и требуемого передаточного отношения с попуском. В качестве ограничивающих условий задавались конструктивно-технологические параметры, соответствующие опыту конструирования и статистики применяемости. Так принимались интервалы чисел зубьев, относительной ширины венцов $\psi_b = b / d_b$, a_w и др. Структура АП с блоками аналоговой информации и исходных данных показана на рис. I.

Одним из начальных блоков структуры является блок выбора чисел зубьев. Разработана программа выбора чисел зубьев пары зубчатых колес и нескольких типовых схем соосных передач.

Основная задача модели нулевого уровня заключается в определении масштаба надежно работающей передачи, подвергавшейся нагружению, соответствующему заданному. За параметры зацепления принимаются полученные на основе традиционных методов проектирования. Например, принимается ПРК с $\alpha = 25^\circ$ и $h_a = 1$, хорошо зарекомендовавший себя в высоконапряженных передачах, а затем, в результате оптимизации, находится предварительное значение a_w .

удовлетворяющее заданным ограничениям.

Модель первого уровня является основной, принятой для решения задачи АП и характеризуется независимыми переменными γ_1, γ_2 (управляющие параметры), описывающими область существования передачи с различными качественными показателями. Для модели I уровня производится минимизация целевой функции объема V , которая через b_w, a_w, i и n_w связана с параметрами прочности. Проведенный анализ поведения целевой функции V над областью существования показал, что она образует поверхности овальной формы, монотонный характер которых предопределяет наиболее вероятное направление поиска ее минимума. Если в зацеплении участвуют более одной пары зубьев, то объем передачи зависит от погрешностей изготовления колес. По этой причине Δ_0 — наибольшая вероятная разность основных шагов, может играть роль третьего управляющего параметра.

На основе анализа показано, что для принятого значения коэффициента перекрытия увеличение точности изготовления свыше некоторого значения Δ_{min} нецелесообразно. Так при снижении точности изготовления следует переходить на меньшее значение ε_α с большими углами зацепления. При достаточно высокой точности изготовления целевая функция имеет минимум при $\varepsilon_\alpha = 2$ и с дальнейшим увеличением точности ее значение уменьшается.

Поиск оптимального варианта передачи модели I уровня производится комбинацией методов наискорейшего спуска и координатно-шагового.

Проектирование модели второго уровня заключается в выборе параметров ПРК и в качестве четвертого управляющего параметра принимается угол профиля α . При этом происходит формирование переменной кривой с наименьшими напряжениями изгиба. Одновременно уточняется динамическая нагруженность зубчатой передачи с применением более точных методов расчета. На их основании производится коррекция параметров зубчатой передачи подобно модели первого уровня.

На основе алгоритма автоматизированного проектирования и разработанных методов расчетов прочности передачи составлены программы АП для ЭВМ, приведенные в приложении. Программы АП были использованы при оценке массо-габаритных параметров редукторов ряда изделий на стадии технического задания и эскизного проекта.

ВЫВОДЫ

1. Разработаны методы определения жесткостей зубьев для математических моделей I (замена зуба клином) и II (метод конечных элементов) упругих. Достоверность методов расчетов подтверждена экспериментами и сравнением с экспериментальными и теоретическими работами других авторов.

2. Обработка результатов массовых испытаний на установке, работающей по замкнутому контуру, зубчатых колес из сталей 12Х2Н4А-Ш и 20ХЗМБФА на изгиб при $N_{гб}=10^7$ циклов показала, что:

- передачи с коэффициентом перекрытия больше двух обладают несущей способностью по изгибу на 20 ÷ 35% более высокой, чем передачи с углом зацепления 25° и перекрытием меньше двух; для их изготовления рекомендуется применять теплостойкие стали типа ЭИ-415, ВКС-4 и ВКС-5;

- несущая способность передач с поднутренным нешлифованным основанием и со шлифованным основанием одинакова, а разница в пределах выносливости вызвана наводными при шлифовании остаточными напряжениями растяжения;

- у колес с поднутренным основанием при угле зацепления 25° несущая способность выше на 10%, по сравнению с колесами с углом зацепления 20° .

3. Разработан метод расчета динамической нагруженности модифицированных зубчатых передач. Показано, что коэффициент динамической нагрузки в 1,5 ÷ 2 раза, а изгибные напряжения на 15 ÷ 20% в передаче с перекрытием больше двух ниже, чем в передаче с перекрытием меньше двух и углом зацепления 25° . Расчетом определены зоны резонанса, показано, что в них напряженность передачи значительно выше и возможно размыкание зубьев при $\varepsilon_\alpha < 2$. Получено, что в зарезонансной зоне нагруженность зубчатых колес близка к статической.

4. Экспериментальные исследования динамической нагруженности зубчатых передач на стенде показали соответствие с расчетными данными. Испытания на изделии одного из ОКБ подтвердили меньшую виброактивность передач с перекрытием больше двух по сравнению со штатными передачами, имеющими перекрытие меньше двух, в 2 ÷ 5 раз.

5. Зубчатые передачи с $\varepsilon_\alpha > 2$ и $\alpha_w > 20^\circ$, обладающие более высокой несущей способностью, чем передачи с $\varepsilon_\alpha < 2$, оказывают значительно меньшее возбуждающее влияние на детали и

узлы газотурбинных двигателей (лопатки компрессора, масляный коллектор и др.).

6. Разработан алгоритм автоматизированного проектирования авиационных зубчатых передач модуля САПР редуктора на моделях трех уровней. В качестве критериев оптимизации принимался суммарный объем сопряженных колес, который через свои параметры связан с допускаемыми изгибающими и контактными напряжениями.

7. На основании разработанных методов расчетов и алгоритма автоматизированного проектирования составлена программа оптимизации параметров зубчатой передачи посредством четырех управляющих параметров, в зависимости от уровня математической модели. Показано влияние коэффициента перекрытия и погрешности изготовления зубчатых колес на величину массо-габаритных показателей передачи в зависимости от нагруженности. В результате оптимизации значение целевой функции может быть уменьшено на величину до 50%. Программа внедрена в ряде ОКБ отрасли для оценки массо-габаритных показателей редуктора на стадии эскизного проекта.

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Голованов В.В., Карасев В.А. Виброактивность зубчатых передач с коэффициентом перекрытия большим двух. - Вестник машиностроения, 1974, №6, с. 26-31.

2. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М., Голованов В.В., Карасев В.А. Экспериментальное исследование зубчатых передач при $\varepsilon_\alpha > 2$. - В кн.: Конструирование и производство планетарных передач: Тез. докл. Всесоюз. науч.-техн. конф. в г. Алма-Ата. - М., 1974, с. 235-237.

3. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М. Зубчатые передачи с коэффициентом перекрытия большим двух и углами зацепления большими 20° . - Вестник машиностроения, 1975, № 8, с. 24-27.

4. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М. Влияние параметров зацепления, погрешностей изготовления и нагруженности на массу зубчатой передачи. - Вестник машиностроения, 1976, № 9, с. 44-48.

5. Вулгаков Э.Б., Ананьев В.М. Влияние параметров зацепления, погрешностей изготовления и нагруженности на вес зубчатой передачи. - В кн.: Повышение качества зубчатых передач конструктивными и технологическими методами: Тез. докл. Всесоюзн. науч.-техн. совещ., часть I, г. Баку. - М., 1976, с. 49-53.

6. Динамика и усталостная прочность зубчатых передач с улучшенными свойствами: Отчет ЦИАМ. Руководитель темы Вулгаков

Э.Б. Исполнитель В.М. Ананьев. ТР № Ф07364, инв. № 8934. -М., 1979. - 53с.

7. Булгаков Э.Б., Ананьев В.М. Автоматизированное проектирование зубчатых передач. - В сб.: Проблемы прочности и динамики в авиадвигателестроении. - Труды ЦИАМ, 1980, № 887, с. 63-71.

8. Булгаков Э.Б., Ананьев В.М. Прочность и динамика зубчатых передач. - В кн.: Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник /Под ред. Э.Б. Булгакова. - М.: Машиностроение, 1981, с. 64-74, с. 81-82.

9. Булгаков Э.Б., Ананьев В.М. Автоматизированное проектирование зубчатых передач. - В кн.: Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник /Под ред. Э.Б. Булгакова. - М.: Машиностроение, 1981, с. 136-158.

10. Булгаков Э.Б., Ананьев В.М. Автоматизированное проектирование соосных передач. - Вестник машиностроения, 1982, № 2, с. 23-29.

11. Ананьев В.М. Некоторые результаты исследования динамических нагрузок в высоконапряженных зубчатых передачах. - В кн.: Повышение надежности и снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов общего машиностроительного применения: Тез. докл. Республ. науч.-техн. конф. в г. Севастополь. - Харьков, 1983, с. 198.

12. А.С. 1155806 (СССР). Зубчатая эвольвентная передача /Э.Б. Булгаков, А.Л. Капелевич, В.М. Ананьев, С.В. Люневич, Т.А. Новикова, В.П. Сорогин, А.Г. Цукерман. - Спубл. в Б.И., 1985, № 18, с. 132.

В.М. Ананьев

Зак. 115. Д-62608. В печать 28.01.86г. тираж 100 экз.,
объем 1 п. л. Типография МВТУ им. Н.Э. Баумана.