М435855

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

На правах рукописи

МАУРИН Николай Николаевич

УДК 621.833:539.4

КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ЗАДАЧ РАСПРЕДЕЛЕНИЯ УДЕЛЬНЫХ НАГРУЗОК И НАПРЯЖЕНИЙ В ПРЯМОЗУБЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧАХ

05.02.02 — машиноведение и детали машин

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва — 1986

Работа выполнена в Ярославском политехническом институте.

Научный руководитель:
кандидат технических наук, доцент В. В. Брагин.

Официальные оппоненты:
лауреат Государственной премии СССР, доктор технических наук, профессор Э. Л. Айрапетов,
кандидат технических наук, доцент В. А. Чесноков.

НИИТМАШ.

1986 г. в час. мин.
рованного совета К 053.15.11 в
илище имени Н. Э. Баумана;

М435855

ться в библиотеке Московского
и Н. Э. Баумана.

марта 1986 года.

специализированного совета
кандидат технических наук, доцент П. К. Попов

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Основными направлениями экономического и социального развития СССР на период до 1990 года в области науки и технического прогресса предусмотрено повышение качества, надежности и экономичности изделий машиностроения. Зубчатые передачи относятся к наиболее распространенным механизмам. От их надежности во многом зависит надежность машины в целом. Уменьшение размеров зубчатых колес в свою очередь ведет к уменьшению размеров валов, подшипников, корпусов. Это сказывается на снижении металлоемкости машины, расходе смазочных материалов, повышении КПД привода.

Разработка передач с высокой нагрузочной способностью и надежностью прежде всего зависит от возможности правильной оценки напряженно-деформированного состояния зубчатых колес, которое, как правило, является объемным. Именно поэтому совершенство теории расчета объемного напряженно-деформированного состояния определяет возможность правильной оценки прочности передачи на стадии проектирования.

Задача определения объемного напряженно-деформированного состояния зубчатых колес еще не получила достаточно полного решения. Применяемые методы основаны на ряде допущений, снижающих точность результатов. Кроме того, задача определения напряженно-деформированного состояния зубьев непосредственно связана с задачей определения распределения удельных нагрузок по площадкам контакта и размеров этих площадок. В опубликованных работах нет совместного решения этих неразрывных задач. Причем в ряде работ площадка контакта и закон распределения нагрузки по ней определяются на основе эксперимента. В некоторых работах нагрузка найдена на основе использования наборов решений деформированных состояний зубьев от сосредоточенных единичных сил. Такой прием нельзя считать строгим, так как деформированные состояния определены при граничных условиях, отличающихся от реальных.

Таким образом, развитие методов определения объемного напряженно-деформированного состояния зубчатых колес совместно с определением площадок контакта зубьев и удельных нагрузок на них является актуальной задачей.

МГТУ им. Н.Э. Баумана БИБЛИОТЕКА

НТБ МГТУ им.Н.Э.Баумана
1435855
Маурин Н.Н.Комплексное реш

Цель работы. Разработка метода определения объемного напряженно-деформированного состояния зубчатых колес, включающего неразрывное решение задач определения площадок контакта зубьев, удельных нагрузок на них и соответствующих напряжений и деформаций каждого из пары зубчатых колес. Решение на основе этого метода ряда практических задач, относящихся к проектированию зубчатых передач.

Основные задачи исследования. I) Разработать единый метод расчета площадок контакта зубьев, удельных нагрузок на них и соответствующего объемного напряженно-деформированного состояния зубчатых колес. При решении задачи определения объемного напряженно-деформированного состояния учесть конструкцию тела колеса и предусмотреть возможность распространения этого метода на более общий случай - зубчатые колеса с криволинейными линиями зубьев. 2) В вариационно-разностной постановке краевой задачи теории упругости исследовать возможность применения различных видов конечномерных подпространств с целью выбора вида, обеспечивающего требуемую точность и сравнительно небольшую трудоемкость решения. 3) Разработать следующие вопросы практического применения построенной теории: уточнение оценки прочности зубьев путем учета переменных режимов нагружения; выбора параметров продольной модификации; определения показателей прочности и податливости зубьев при плоском напряженном состоянии и аппроксимации этих показателей формулами, а также представления их в виде номограмм с целью использования их при разработке технических руководств и стандартов по расчету на прочность зубчатых передач. 4) Разработать комплекс программ по решению на ЭВМ всех перечисленных задач.

Научная новизна работы. Разработан метод определения напряженно-деформированного состояния сопряженных зубчатых колес, включающий совместное решение задач определения площадок контакта зубьев, удельных нагрузок на них и соответствующих напряжений и деформаций зубчатых колес. Для описания геометрии зубьев впервые применена аппроксимация уравнений поверхности интерполяционными сплайнами. Это позволило построить явную, непрерывно дифференцируемую, просто вычисляемую функцию, что существенно облегчило численную реализацию решения. Построена система криволинейных координат, отображающая исследуемую область зубчатого колеса с ободом и диском в простые по геометрии области. Это позволило упростить учет граничных условий и

построение базисов конечномерных подпространств. Разработанная теория построения вариационно-разностных моделей напряженно-деформированных состояний сопряженных колес позволяет строить конечномерные подпространства, учитывающие особенности распределения напряжений и деформаций по исследуемой области, удовлетворяющие требованиям полноты и быстрой сходимости численного решения к точному. Решен вопрос выбора продольной модификации зубьев с учетом переменных режимов нагружения.

Практическая ценность работы. Разработан метод и комплекс программ для расчета площадок контакта зубьев, удельных нагрузок на них, а также напряжений и деформаций сопряженных зубчатых колес. Имеется возможность как непосредственного использования комплекса для уточненной оценки нагрузочной способности и выбора геометрии зубьев, так и для определения показателей прочности и податливости зубьев, необходимых для развития инженерных методов расчета. Разработаны графики, номограммы и аппроксимирующие формулы для определения ряда показателей прочности и жесткости зубчатых колес.

Реализация в промышленности. Комплекс программ для расчета на ЭВМ площадок контакта, удельных нагрузок, напряжений, деформаций и определения геометрии зубьев, а также нормативные материалы для определения показателей прочности и жесткости внедрены и находят практическое применение при проектировании зубчатых передач на Ярославском производственном объединении "Автодизель", НПО ЦНИИТМАШ г. Москва, ВВА им. проф. Н.Е. Жуковского г. Москва.

Апробация работы. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на научно-технической конференции "Автоматизированное проектирование механических передач" в г. Ижевске в 1982 г.; на Всесоюзном научно-техническом семинаре "Автоматизированное проектирование зубчатых передач и редукторов" в г. Бресте в 1983 г.; на научно-технической конференции "Снижение металлоемкости зубчатых передач и редукторов" в г. Свердловске в 1984 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин" в г. Алма-Ате в 1985 г.; на Международной научно-технической конференции "Несущая способность и оптимизация зубчатых передач" в г. Варна, Болгария, в 1985 г.; на научно-технических конференциях Ярославского политехнического института в 1981, 1983, 1985 гг.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 13 работ.

Объем. Диссертация состоит из введения, шести глав, заключения, списка литературы (171 наименование) и приложения. Она изложена на 145 страницах машинописного текста, имеет 26 страниц рисунков и таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении кратко обоснована актуальность работы, определены ее цель и характер.

В первой главе изложено современное состояние вопросов определения площадок контакта зубьев, удельных нагрузок на них, напряжений и деформаций в зубьях цилиндрических эвольвентных колес. Наибольший вклад в решение этих вопросов, а также развитие инженерных методов расчета на прочность зубчатых передач, внесли А.И.Петрусевич, В.Н.Кудрявцев, Д.Н.Решетов, К.И.Заблонский, Э.Л.Айрапетов, Г.А.Снесарев, Г.Б.Иосилевич, В.Л.Устиненко, Я.Г.Кистьян и др.

Анализ работ, посвященных определению напряжений и деформаций зубьев при их объемном напряженно-деформированном состоянии, позволил выделить три основные направления. Первое направление образуют работы, в которых используется теория пластин. Во втором направлении используются вариационные методы теории упругости, а в третьем - методы потенциала, сводящие краевые задачи к граничным интегральным уравнениям.

Представление зубьев в виде пластин упрощает численную реализацию, однако не дает возможности построить единое решение для зуба, обода и диска колеса, учесть контактные деформации. Серьезные затруднения возникают и при распространении метода на зубья с винтовыми поверхностями.

Вариационный подход к построению дискретных моделей является более предпочтительным прежде всего потому, что он приводит к сохранению свойств определенности исходных операторов при переходе от непрерывных моделей к дискретным. Кроме того, в этом случае возможен глубокий теоретический анализ решения задачи. Численная реализация, однако, вызывает серьезные трудности, связанные с построением базисных функций. Традиционный подход к построению базиса, заключающийся в использовании функций единых для всей области, оказывается малоэффективным. В этом случае практически невозможно построить почти ортонорми-

рованный базис, а также учесть наличие малых зон с резкой концентрацией деформаций. Наибольшие успехи в этом направлении были достигнуты А.Ф.Кириченко.

Основное достоинство метода интегральных уравнений заключается в том, что строится дискретная модель не всей области, а только ее границы. Это позволяет упростить формирование системы линейных уравнений и понизить ее порядок. Но преимущества, полученные при составлении системы, часто теряются при ее решении, поскольку получаются системы с полной матрицей общего вида. Процесс решения таких систем, даже при сравнительно небольшой размерности, оказывается трудоемким и неустойчивым. Кроме того, сингулярность упругих потенциалов приводит к существенным ошибкам в зонах, примыкающих к нерегулярным участкам границы (т.е. участкам, где граница не является поверхностью Ляпунова).

Таким образом, несмотря на большое количество работ, из-за ряда трудностей, возникающих при практической реализации, пока еще не удалось построить решение, которое позволило бы с требуемой точностью описать напряженно-деформированное состояние сопряженных зубчатых колес, учесть действительную геометрию их поверхности, значительные местные концентрации напряжений и деформаций, возможное различие механических свойств в поверхностном слое и сердцевине.

В результате анализа численных методов решения граничных задач теории упругости обоснован выбор вариационного подхода с использованием криволинейной системы координат и базисом, состоящим из кусочно полиномиальных функций с ограниченным носителем.

Во второй главе рассматривается геометрия криволинейных координат и профилей зубьев. Трудности, возникающие при определении поля перемещений упругой области, обычно обусловлены ее сложной геометрией. Построение решения удается существенно упростить при использовании системы криволинейных координат, координатные поверхности которой совпадают с границей области и, кроме того, изменение поля перемещений вдоль координатных линий имеет сравнительно простой характер.

Рассмотрены две системы координат. Для удобства численной реализации, криволинейные координаты представлены относительными величинами. Выведены выражения для всех величин, необходимых для построения численного решения в этих системах. Анализ возможностей их практического применения для областей,

включающих одиночный зуб, а также выделенную часть обода и диска колеса, показал, что предпочтительнее использование неортогональной системы. Координатными линиями этой системы являются: ξ_3 - так называемые нормализованные кривые - дуги окружностей, нормальные профилю и средней линии зуба; ξ_1 - линии, характеризующиеся постоянным отношением $\xi_3 = \nu / \nu_n$, где ν - угол между средней линией зуба и радиус-вектором нормализованной кривой, а ν_n - предельное значение угла ν; ξ_2 - прямые, нормальные плоскости торцового сечения. Координатные линии ξ_i изображены на рис. I.

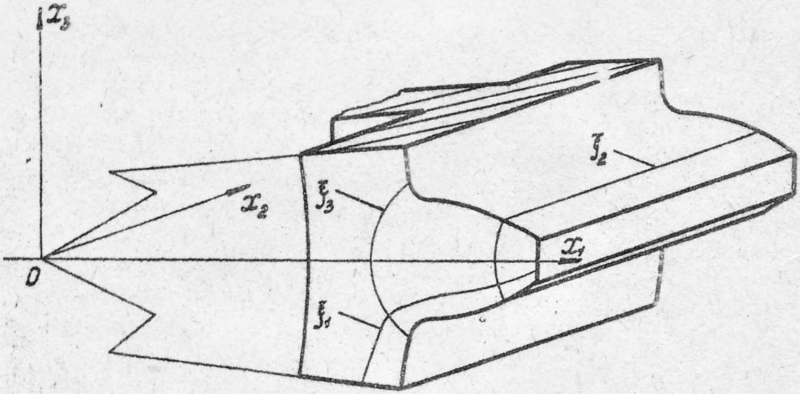


Рис. I. Элемент исследуемой области

Геометрия криволинейных координат определяется геометрией профиля исследуемой области, относительно которого предполагается, что он состоит из окружности впадин и профиля зуба. Профиль зуба в общем случае состоит из переходной кривой и одной или нескольких эвольвент. Для каждого из участков профиля получены уравнения общего вида, учитывающие модификацию головки и ножки зуба, а также любые возможные значения α, h_a^*, c^*, ρ_f^*. Эти уравнения задаются параметрически и различны для разных участков.

С целью упрощения построения численного решения, уравнения профиля аппроксимированы единой, явной, непрерывно дифференцируемой и просто вычисляемой функцией. Исследованы три

способа построения аппроксимирующей функции. Наилучшая точность достигается при аппроксимации профиля эрмитовым сплайном, хотя такая аппроксимация требует знания не только уравнений профиля, но и их производных. Приемлемую точность дает аппроксимация кубическим сплайном, построение которого несколько проще, поскольку необходимы только уравнения профиля.

В третьей главе строится математическая модель напряженно-деформированного состояния зубчатого колеса, подверженного статической нагрузке, действующей на зуб. Исследуемая область Ω включает зуб и часть диска, отсекаемую криволинейной поверхностью S_1 при $\xi_1 = \xi_{1a}$. Значение ξ_{1a} выбирается так, чтобы при деформации зуба точки S_1 не перемещались. Граничные условия имеют вид

$$\bar{u}/_{S_1} = 0 \,, \quad \bar{t}/_{S_2} = \bar{g} \,, \qquad (1)$$

где $\bar{u} = \bar{u}(\xi_1, \xi_2, \xi_3)$ - вектор упругих смещений, а $\bar{t}$ - вектор напряжений; $S = S_1 + S_2$ поверхность области Ω ; $\bar{g}$ - заданная векторная функция.

Для граничных условий (I) задача интегрирования дифференциальных уравнений равновесия эквивалентна вариационной задаче минимизации интеграла потенциальной энергии деформации упругой области. Точным решением вариационной задачи является функция $\bar{u}$, доставляющая минимум интегралу энергии в бесконечномерном энергетическом пространстве F_A, порождаемом оператором теории упругости A.

Построение математической модели напряженно-деформированного состояния заключается в построении последовательности конечномерных подпространств F_n, полной в F_A, и отыскании функции $\bar{u}_n \in F_n$, доставляющей минимум интегралу энергии в F_n. При численной реализации, для устойчивости вычислений, необходимо также, чтобы базис F_n был почти ортонормирован. Удовлетворение этих требований гарантирует устойчивость и сходимость $\bar{u}_n$ к $\bar{u}$ при возрастании размерности F_n.

В криволинейной системе координат решение $\bar{u}_n$ получено в виде

$$\bar{u}_n = \sum_{i=1}^{n} \varphi_i L \bar{\alpha}_i \,, \qquad (2)$$

где L - матрица преобразования координат, определяющая локальный базис в криволинейных координатах; φ_i - функции базиса F_n; $\bar{\alpha}_i$ - вектор с компонентами $\alpha_i^{(1)}, \alpha_i^{(2)}, \alpha_i^{(3)}$. Для опреде-

ления $\alpha_i^{(j)}$ получена система линейных алгебраических уравнений

$$\sum_{i=1}^{n} K_{ij}\,\bar{\alpha}_i = \bar{\beta}_j \quad , \qquad (3)$$

где

$$K_{ij} = \int_{\Omega} B_i^T D\, B_j\, d\Omega \quad , \quad \bar{\beta}_j = \int_{S_2} \varphi_j L \bar{g}\, dS \qquad (4)$$

Выражения для элементов матриц B_j и D получены в криволинейной системе координат на основании соотношений Коши и закона Гука. Для них справедливо

$$\bar{\varepsilon}_j = B_j \bar{\alpha}_j \quad , \quad \bar{\sigma}_j = D\bar{\varepsilon}_j \quad , \qquad (5)$$

где $\bar{\varepsilon}_j$ - вектор с компонентами ε_1, ε_2, ε_3, $2\varepsilon_{12}$, $2\varepsilon_{23}$, $2\varepsilon_{13}$, соответствующий вектору смещений $\varphi_j L \alpha_j$, а $\bar{\sigma}_j$ - вектор с компонентами σ_1, σ_2, σ_3, σ_{12}, σ_{23}, σ_{13}.

Построены три вида подпространств F_n, обеспечивающие устойчивость и сходимость $\bar{u}_n$ к точному решению $\bar{u}$. Использование трех видов F_n преследовало цель получить требуемую точность не только и не столько за счет формального увеличения размерности F_n, сколько за счет выбора вида F_n, наилучшим образом аппроксимирующего перемещения точек исследуемой области. Во всех трех видах базис F_n составляли кусочно-полиномиальные функции с ограниченным носителем, т.е. функции, отличные от нуля лишь в некотором ограниченном объеме, вписанном в Ω. При построении базиса существенно использовалось то обстоятельство, что область Ω в координатах ξ_i представляет собой параллелепипед $\Omega_\xi = \{\xi_i : a_i \le \xi_i \le c_i\}$ или совокупность таких параллелепипедов. На каждом из отрезков $[a_i, c_i]$ задавалась сетка $a_i = \xi_{i,1} < \xi_{i,2} < \ldots < \xi_{i,n_i} = c_i$. Сетка Ω_n определялась как совокупность точек $\xi_K = (\xi_{1,k_1}, \xi_{2,k_2}, \xi_{3,k_3})$, принадлежащих Ω_ξ, $(1 \le k_i \le n_i$, $1 \le K \le n_1 n_2 n_3)$. Функции φ_K строились в виде интерполяционных полиномов Лагранжа различных порядков, полиномов Эрмита третьего порядка и функций гладкого восполнения так, чтобы выполнялось одно из условий: либо сама φ_K, либо ее производная по одной из координат, равна единице в узле ξ_K и нулю в остальных узлах сетки Ω_n.

Определение напряженно-деформированного состояния зубьев, проводившееся с различными сетками Ω_n и видами подпространств F_n, позволило установить, что с минимальной трудоем-

костью требуемая точность достигается, когда φ_k взяты в виде полиномов Лагранжа второго порядка и используются сетки Ω_h с переменным шагом. Наименьший шаг сетка имеет в зонах концентрации напряжений, а в остальной части Ω достаточно взять шаг в 3-8 раз больше. Расчеты показали, что даже при малых получается картина распределения перемещений и напряжений по Ω, близкая к действительной. Достоверность теоретических расчетов подтверждается результатами выполненных экспериментальных исследований.

<u>В четвертой главе</u> дано теоретическое решение задачи определения площадок контакта зубьев, удельных нагрузок на них и соответствующего напряженно-деформированного состояния сопряженных зубчатых колес. Решение (2) может быть получено, если известно положение площадки контакта $S_H^* \subset S_2$ и удельной нагрузки на ней, задаваемой $\bar{q}$. Положение и размеры S_H^* на поверхности зубьев зависят от их взаимного расположения в исследуемый момент времени, их геометрии и суммарной нагрузки Q. Относительное расположение зубьев определяется моментом зацепления и ошибками контакта. Из-за ошибок контакта, а также продольной бочкообразной модификации, пара сопряженных зубьев при отсутствии нагрузки обычно касается в точке. Между зубьями образуется зазор $\delta = \delta(\xi)$, $\xi \in S_H$. Через S_H обозначено множество точек ξ поверхности S_2, для которых возможен контакт.

При известных зазоре $\delta(\xi)$ и общей нагрузке Q на пару зубьев, множество точек S_H^* (площадка контакта), закон распределения нагрузки $\bar{q}(\xi)$ и соответствующее напряженно-деформированное состояние определялись из соотношений

$$\left| Q - \int_{S_H^*} \bar{q}(\xi)\, d\bar{S} \right| \le \Delta Q ,$$

$$\left| \delta(\xi) - (W_{zM} - W_z(\xi)) \right| \le \Delta\delta , \quad \xi \in S_H^* , \qquad (6)$$

где $W_z(\xi)$ - суммарное перемещение зубьев в точке ξ, а W_{zM} - максимальное значение $W_z(\xi)$; ΔQ и $\Delta\delta$ - заданные числа, определяющие точность решения.

Система (6) решалась с помощью итерационного процесса, на очередном шаге которого уточнялось граничное условие (I) и решение (2). На n-м шаге площадка контакта $S_{H,n}^*$ определялась как множество точек $\xi \in S_H$, для которых $\delta(\xi) < \delta_H^{(n)}$. Для $S_{H,n}^*$,

также посредством итерационного процесса, подбиралась удельная нагрузка $\bar{q}_H(\xi)$, удовлетворяющая второму из соотношений (6). На K -м шаге удельная нагрузка уточнялась по формулам

$$C_n^{(K)}(\xi)=q_n^{(K)}(\xi)/W_\Sigma^{(n,K)}(\xi),\quad q_n^{(K+1)}(\xi)=C_n^{(K)}(\xi)\left(W_{\Sigma M}^{(n,K)}-\delta(\xi)\right). \qquad (7)$$

При практической реализации S_H представляется совокупностью подмножеств $S_H^{(j)}$ $(j=1,\dots,n_S)$ таких, что в пределах $S_H^{(j)}$ функции $\delta(\xi)$ и $q(\xi)$ постоянны. Точность определения площадки контакта и удельной нагрузки возрастает при увеличении n_S. Поэтому важно отметить, что скорость сходимости итерационного процесса практически не зависит от n_S, а определяется зазором $\delta(\xi)$ и суммарной нагрузкой Q. Расчеты показали, что число итераций по n и по K находится в пределах 2-5.

В расчетах передач на усталостную прочность (выносливость) при переменных режимах нагружения согласно гипотезе линейного суммирования усталостных повреждений приходится определять напряжения при разных уровнях нагрузки $T_\nu = \nu T_{max}$. Показано, что при переменных режимах нагружения использование коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ согласно ГОСТ 21354-75, не учитывающих изменение эпюр нагрузок и напряжений и смещения максимальных значений при разных уровнях нагрузки, приводит к ошибкам.

Уточнить расчеты на усталостную прочность возможно при определении эквивалентных напряжений $\sigma_{EH}(\xi_2)$ и $\sigma_{EF}(\xi_2)$ одновременно в нескольких сечениях по ширине венца, используя формулы

$$\sigma_{EH,F}(\xi_2)=\sqrt[m]{\int_0^1 \sigma_{H,F}^m(\xi_2,\nu)\,d\Phi(\nu)}\,, \qquad (8)$$

где m - постоянная величина; ξ_2 - координата торцового сечения; $\Phi(\nu)$ - функция распределения числа циклов от нагрузки T_ν согласно заданному режиму нагружения; $\sigma_{H,F}(\xi_2,\nu)$ - напряжения в сечении с координатой ξ_2 от нагрузки T_ν при объемном напряженно-деформированном состоянии. Критерием усталостной прочности являются наибольшие значения $\sigma_{EH}(\xi_2)$ и $\sigma_{EF}(\xi_2)$. На рис. 2. в качестве примера приведены графики контактных напряжений при разных уровнях нагрузки, а также эквивалентные напряжения.

Соотношение (8) справедливо при любых режимах нагружения, в том числе и при постоянных нагрузках. Оно пригодно для на-

хождения оптимальной продольной геометрии зубьев. Продольную модификацию зубьев в общем случае предложено описывать сплайном и характеризовать набором параметров γ_K, задающих изменение толщины зуба в соответствующих торцовых сечениях. Оптимальные значения γ_K определяются из условия равенства эквивалентных напряжений во всех торцовых сечениях.

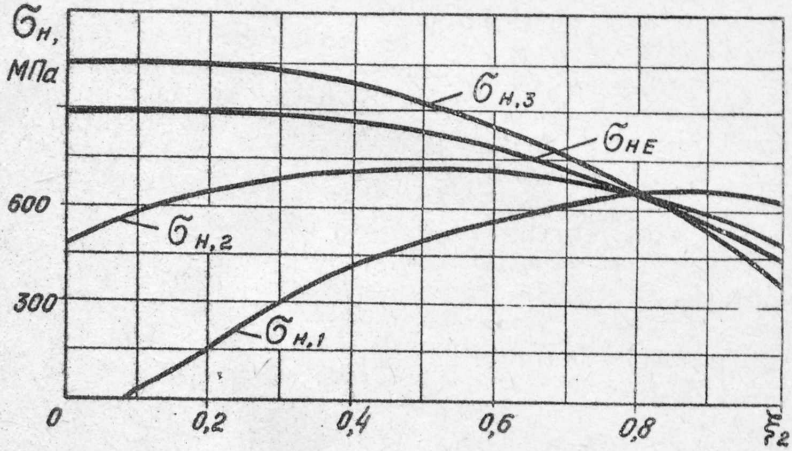


Рис. 2. Графики контактных напряжений $\sigma_{H,i}$ при разных уровнях нагрузки γ_i и эквивалентных σ_{HE} при тяжелом режиме нагружения для зубьев с продольной модификацией

Предложен частный вид продольной модификации, определяемой двумя параметрами. Такая модификация сравнительно легко выполняется при изготовлении зубчатых колес и обладает высокими показателями снижения концентрации напряжений.

В пятой главе приводится описание комплекса программ "ZMAIN", реализующего на ЕС ЭВМ разработанные в предыдущих главах математические модели и теоретические решения. Комплекс имеет два режима. Режим "А": определение объемного напряженно-деформированного, плоского напряженного и плоского деформированного состояний зубьев при заданной площадке контакта и нагрузке на ней. Режим "О": определение площадки контакта зубьев, удельной нагрузки на ней и возникающего при этом объемного

напряженно-деформированного состояния сопряженных зубчатых колес при заданной суммарной нагрузке и функции зазора; определение закона распределения эквивалентных напряжений при заданном режиме нагружения; выбор параметров продольной модификации с учетом закономерностей распределения нагрузок и напряжений при переменных режимах нагружения.

Комплекс включает четыре основные программы и сорок подпрограмм на языке Фортран-4, рассчитан на стандартные устройства ЕС ЭВМ и требует не менее 180К оперативной памяти. В состав комплекса входит ряд оригинальных подпрограмм составления и решения системы линейных уравнений, реализующих профильный метод и учитывающих в максимальной степени сильную разреженность матрицы, ее симметричность и положительную определенность, а также специфику итерационного процесса определения площадки контакта, позволяющую не полностью выполнять прямую и обратную подстановки при решении системы. Нумерация узлов сетки выполняется так, что минимизируется профиль матрицы и диапазон строк, для которых необходимо выполнять прямую и обратную подстановки при решении системы.

В шестой главе приводятся результаты расчетов по определению показателей прочности и податливости зубьев при плоском напряженном состоянии. Расчеты выполнены для зубчатых колес с геометрическими параметрами исходного контура по ГОСТ 13755-68, числе зубьев $z_{min} \le z \le 500$, коэффициенте смещения $-0{,}6 \le x \le 1{,}2$, приложении нагрузки на расстоянии от вершины, определяемом в долях модуля, $0 \le h_m \le 1{,}25$, числе зубьев парного колеса $z = 30$, коэффициенте смещения $x = 0$. Минимальные числа z_{min} при соответствующих x установлены из условия отсутствия подрезания и заострения. Вычислялись следующие показатели прочности и податливости зубьев: коэффициенты Y_F и Y_{FN}, учитывающие форму зубьев при расчете на изгиб соответственно по местным и номинальным напряжениям; коэффициент относительного градиента α_G и коэффициент податливости K. Значения Y_F, Y_{FN} и K зависят от профиля сопряженного колеса и величины нагрузки. При этом изменение Y_F и Y_{FN} незначительно ($\le 3\%$) и только в случае приложения нагрузки в вершине. Зависимость K более заметна и имеет место при приложении нагрузки в любой точке профиля. Расчеты выполнены для наиболее вероятного значения $q = 400$ Н/мм.

Разработана методика и программа для аппроксимации результатов расчетов математической зависимостью, которая в наиболее

общем случае имеет вид

$$y = C_0 + Y_1 \cdot Y_2 \,, \quad Y_i = \sum_{j=1}^{n_i} c_j^{(i)} \varphi_j^{(i)} \,, \quad \varphi_j^{(i)} = \prod_{e=1}^{4} \varphi_j^{(i,e)}(x_e), \quad (9)$$

где x_e - аргументы; в качестве $\varphi_j^{(i,e)}$ могут быть I, x_e, x_e^2, x_e^3, x_e^4, $\lg x_e$, $1/x_e$; коэффициенты $c_j^{(i)}$ определяются из условия наилучшего среднеквадратичного приближения. Вид зависимости (9) выбран с учетом возможности использования ее для построения номограмм.

Построены формулы и номограммы для определения K, Y_β, α_G и $\alpha_\beta = Y_F / Y_{FN}$, а также Y_{Fu} при приложении нагрузки в верхней точке пересопряжения. Формулы ориентированы на расчеты с применением ЭВМ, а номограммы - на ручные вычисления.

В заключении сформулированы основные выводы и научные результаты исследований, полученные в диссертационной работе.

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ

I. Разработан метод комплексного решения взаимно связанных задач определения площадок контакта зубьев, удельных нагрузок на них и соответствующего объемного напряженно-деформированного состояния зубчатых колес передач с эвольвентным зацеплением и произвольной геометрией исходного контура.

2. Создана теория построения математических моделей напряженно-деформированного состояния зубчатых колес, включающая аппроксимацию поверхности зубьев, построение криволинейной системы координат, отображающей исследуемую область в параллелепипед или совокупность параллелепипедов, аппроксимацию перемещений и напряжений вдоль координатных линий на основе вариационно-разностного подхода к решению уравнений теории упругости и построения конечномерных подпространств, базис которых составляют кусочно полиномиальные функции с ограниченным носителем.

3. Определены оптимальный вид и размерность конечномерного подпространства, которые обеспечивают высокую точность решения при сравнительно небольшой трудоемкости. Это позволило автоматизировать построение подпространств и свести до минимума исходные данные, необходимые для расчета.

4. Площадка контакта, удельная нагрузка на ней и напряженно-деформированное состояние сопряженных колес определено с учетом момента зацепления, геометрии зубьев, ошибок контак-

та и величины суммарной нагрузки.

5. Решен вопрос определения законов распределения эквивалентных контактных и изгибных напряжений зубьев при переменных режимах нагружения с учетом изменяющихся эпюр распределения нагрузки и напряжений по ширине венца. Предусмотрены режимы, соответствующие ГОСТ 21354-75, так и любые другие, заданные в виде полинома.

6. Решен вопрос выбора параметров продольной модификации с учетом переменных режимов нагружения. Продольная модификация определяется набором числовых параметров. Для практического использования рекомендована продольная модификация с двумя параметрами. Такая модификация обладает высокими показателями снижения концентрации напряжений и сравнительно проста при изготовлении.

7. Разработан комплекс программ на языке Фортран-4, реализующий на ЕС ЭВМ все теоретические разработки. Программы комплекса в максимальной степени учитывают специфику решаемого круга задач, что позволяет достичь высокой эффективности в смысле точности и устойчивости решения, а также использования процессора и памяти ЭВМ. На основных этапах решения задачи предусмотрены средства контроля численной устойчивости.

8. Предусмотрены два режима работы комплекса. Автоматический режим построения подпространств требует минимум исходных данных и рассчитан на пользователя, занимающегося проектированием зубчатых передач. Неавтоматический режим позволяет задавать вид и размерность подпространства в исходных данных. Он рассчитан на проведение исследований по расширению круга решаемых задач.

9. Разработан алгоритм и программа для аппроксимации результатов расчетов функциональными зависимостями различного вида. Расчеты по определению показателей прочности и жесткости зубьев при плоском напряженном состоянии обобщены и представлены формулами и номограммами.

Основные результаты диссертации отражены в следующих работах:

I. Брагин В.В., Маурин Н.Н. О выборе криволинейной системы координат для определения объемного напряженно-деформированного состояния зубьев прямозубых цилиндрических колес.- Ярославль, 1980.- II с. - Рукопись представлена Ярославским

политехн. ин-том. Деп. в ВИНИТИ I4 апр. I980, № I440-80.

2. Теоретические и экспериментальные исследования нагрузок, напряжений и деформаций зубчатых колес коробок передач ЯМЗ. Отчет /ЯПИ, ЯМЗ. Руководитель темы Брагин В.В. Исполнители Маурин Н.Н., Миханошин В.М. Гр. № 80006041, Инв. № В9I6425. - Ярославль, I980.- 243 с.

3. Теоретические и экспериментальные исследования нагрузок, напряжений и деформаций зубчатых колес коробок передач ЯМЗ. Отчет /ЯПИ, ЯМЗ. Руководитель темы Брагин В.В. Исполнители Маурин Н.Н., Хренов Е.И., Ковалев К.Д. Гр. № 80006041, Инв. № 0282.4020531.- Ярославль, I981.- 259 с.

4. Брагин В.В., Маурин Н.Н. Определение объемного напряженно-деформированного состояния зубьев цилиндрических прямозубых колес.- Известия вузов. Машиностроение, I982, № I, с. 36-40.

5. Брагин В.В., Маурин Н.Н., Ходычкин В.И. Об опыте оптимизации геометрических параметров зубьев цилиндрических колес. - Автоматизированное проектирование механических передач: тезисы докладов научно-технической конференции.- Ижевск, I982, с. 28-29.

6. Теоретические и экспериментальные исследования нагрузок, напряжений и деформаций зубчатых колес коробок передач ЯМЗ. Отчет /ЯПИ, ЯМЗ. Руководитель темы Брагин В.В. Исполнители Маурин Н.Н., Миханошин В.М., Хренов Е.И. Гр. № 80006041, Инв. № 0283.0011055.- Ярославль, I982.- I38 с.

7. Брагин В.В., Маурин Н.Н., Ходычкин В.И. Выбор параметров продольной модификации зубьев цилиндрических прямозубых колес.- Известия вузов. Машиностроение, I983, № 6, с. 4I-45.

8. Исследование напряжений и деформаций зубьев цилиндрических зубчатых колес приводов энергетических машин и разработка исходных материалов стандарта СЭВ. Отчет /ЯПИ, НПО ЦНИИТМАШ. Руководитель темы Брагин В.В. Исполнители Миханошин В.М., Маурин Н.Н. Гр. № 0183.0016582, Инв. № 0284.0016564. - Ярославль, I983.- 38 с.

9. Определение кинематических, геометрических и прочностных параметров зубчатых колес одно- и многопоточных механизмов коробок передач большегрузных автомобилей. Отчет /ЯПИ, ЯМЗ. Руководитель темы Брагин В.В. Исполнители Маурин Н.Н., Хренов Е.И. Гр. № 0183.0016909, Инв. № 0284.0013754.- Ярославль,

1983.- 74 с.

10. Брагин В.В., Решетов Д.Н., Маурин Н.Н. Определение удельных нагрузок и напряжений зубьев прямозубых цилиндрических колес.- Вестник машиностроения, 1984, № 7, с. 3-6.

11. Исследование напряжений и деформаций зубьев цилиндрических зубчатых колес приводов энергетических машин и разработка исходных материалов стандарта СЭВ. Отчет /ЯПИ, НПО ЦНИИТМАШ. Руководитель темы Брагин В.В. Исполнители Маурин Н.Н. Гр. № 0183.0016909, Инв. № 0285.0016546.- Ярославль, 1984.- 83 с.

12. Определение кинематических, геометрических и прочностных параметров зубчатых колес одно- и многопоточных механизмов коробок передач большегрузных автомобилей. Отчет /ЯПИ, ЯМЗ. Руководитель темы Брагин В.В. Исполнители Маурин Н.Н., Михановшин В.М., Хренов Е.И. Гр. № 0183.0016582, Инв. № 0285.0023764. - Ярославль, 1984.- 43 с.

13. Брагин В.В., Решетов Д.Н., Маурин Н.Н. Показатели прочности и податливости зубьев при 17,5° профильном угле исходного контура.- Известия вузов. Машиностроение, 1985, № 6, с. 17-20.

МВТУ
им. Н.Э. Баумана
БИБЛИОТЕКА

Подписано в печать 10.02.86. АК 00052.
Формат 60x84 1/16. Бумага газетная. Офсетная печать.
Печ.л. 1. Тираж 100. Заказ 325. Бесплатно.
Типография Ярославского политехнического института.
Ярославль, ул. Советская, 14а.