

М 290554

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

Московское

ордена Ленина и ордена Трудового Красного Знамени высшее техническое училище имени Н.Э.Баумана

ШОЛАНОВ К.С.

"ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ ПРОИЗВОДЯЩЕГО
РЕБЕЧНОГО КОНТУРА ПРИ ЗАДАННЫХ ПАРАМЕТРАХ КОЛЕСА"

(Диссертация написана на русском языке)

(01.02.02. - Теория механизмов, машин и автоматических линий)

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

Москва

1976г.

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

Работа выполнена в МВТУ им. Н.Э. Баумана

Научные руководители :

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук
профессор ГАВРИЛЕНКО В.А.;

доктор технических наук, старший научный сотрудник ВУЛГАКОВ Э.Б.

Официальные оппоненты:

Доктор технических наук, профессор КОВАЛЕВ Н.А.

Кандидат технических наук ШОЛОВОВ Н.Н.

Ведущее предприятие - Научно-исследовательский институт
авиационной технологии (НИИАТ)

Автореферат разослан 26 марта 1976 г.

Защита диссертации состоится 30 июня 1976 г.

на заседании Совета конструкторско-механического факультета
МВТУ им. Н.Э.Баумана по адресу: Москва, 107005, 2-я Бауманская
ул.

лирах, заверенные
су.

иотеке МВТУ

олобов Л.Н.

M 290554

Актуальность проблемы. Условия эксплуатации зубчатых колес в силовых приводах современных машин становятся все более и более тяжелыми вследствие непрерывного повышения рабочих нагрузок и окружных скоростей. Одновременно растут требования по уменьшению габаритов машин и их массы. В связи с этим возникает необходимость в постоянном повышении несущей способности зубчатых передач при более полном использовании всех возможностей эвольвентного зацепления.

Несущая способность передач при прочих равных условиях (материал, термообработка) зависит от формы зубьев, которая в свою очередь определяется параметрами зацепления и производящего контура.

Проектированием передач по способу, предложенному Э.Б.Вулгаковым, могут быть выбраны параметры зацепления, удовлетворяющие заданным качественным показателям зацепления (в том числе по контактной прочности).

Поэтому актуальной для повышения несущей способности зубчатых передач является проблема выбора параметров производящего контура, в значительной мере влияющих на концентрацию напряжений у основания нарезаемых зубьев.

Цель исследования. - разработать метод выбора параметров производящего реечного контура при заданной геометрии эвольвентной части зуба и получить алгоритмы, программы, необходимые для исследования и выбора параметров производящего контура с применением ЭВМ.

Методы исследования. В работе использована геометрическая теория проектирования зубчатых передач по способу Э.Б.Вулгакова, а также решения А.Г.Угодчикова и А.М.Кузнецова для определения напряжения изгиба в зубьях методом Н.И.Мухелияшвили.

Расчеты проводились на ЭВМ. Экспериментальное исследование напряжения в зубьях проведено поляризационно-оптическим методом по методике, разработанной Э.В.Бабенковой.

Научная новизна. Выбор параметров производящего реечного контура производится путем исследования влияния этих параметров на изгибную прочность зуба при заданных геометрических параметрах его эвольвентной части.

В качестве критерия оценки по изгибной прочности геометрической формы зуба и оценки параметров производящего контура



принят коэффициент единичных напряжений $\delta_{\text{н}}^{\text{н}}$, вычисленный методом Н.И.Мухелишвили.

Сформулированы условия, которым должны удовлетворять параметры производящего реечного контура при реализации зубцов, обеспечивающих заданные качественные показатели зацепления.

Показана возможность применения для округления вершины зуба производящего контура различных по форме плоских кривых.

Практическая ценность. В результате исследования параметров производящего реечного контура, проведенного для колес с широким диапазоном числа зубьев ($Z = 20+100$) и передач с различными качественными показателями, предлагаются параметры, отличные от стандартных.

Разработанная методика может быть использована при унификации и стандартизации параметров исходного контура, а также при проектировании индивидуального реечного контура для колеса передачи с улучшенными качественными показателями.

В целях исследования и выбора параметров с помощью ЭВМ получены соответствующие алгоритмы и программы.

Апробация работы. Основные положения работы были доложены на двух научных семинарах кафедры "Теория механизмов" МВТУ им. Н.Э.Баумана.

Объем работы. Диссертация изложена на 166 страницах машинописного текста и содержит введение, пять глав, заключение по каждой главе и выводы по работе. В работе имеется 29 рисунков, 15 таблиц, 11 приложений. Библиография представлена 106 наименованиями.

В первой главе приводится обзор работ по геометрической теории зубчатых передач, методам исследования параметров производящего реечного контура.

К числу первых значительных работ по геометрическому расчету зубчатых передач эвольвентного зацепления следует отнести работы Э.Бакингама, Х.Ф.Кетова, Я.И.Дикера, В.Н.Кудрявцева, Л.Н.Решетова.

Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач оформилась как научное направление и получила дальнейшее развитие в работах В.А.Гавриленко.

Разработанная Э.Б.Вулгаковым геометрическая теория проектирования зубчатых передач позволяет вскрыть дополнительные

резервы эвольвентного зацепления и рассматривает выбор параметров производящего контура в связи с конструированием оптимальной по изгибной прочности переходной кривой.

Оценка изгибной прочности связана с определением напряжения изгиба.

Обзор работ, посвященных определению напряжений изгиба в зубьях, позволяет сделать следующие выводы. Расчеты по методу А.В.Верховского по сравнению с расчетами В.А.Устиненко и экспериментами Э.В.Бабанковой дают в ряде случаев большие погрешности.

В работах Г.Б.Иосилевича и других авторов для оценки напряженного состояния зубьев применяются численные методы решения плоской задачи теории упругости. Эти методы требуют проведения громоздких подготовительных работ.

Благодаря работам В.Д.Устиненко, В.Д.Андреевского, А.Г.Угодчикова, А.М.Кузнецова и других авторов стало возможным применять для расчета зубьев на изгиб аппарат теории упругости, основанный на методе Н.И.Мусхелишвили.

Существенным моментом в решении задачи методом Н.И.Мусхелишвили является построение конформно отображающей функции. Ввиду того, что способы конформного отображения единичного круга на односвязную область более разработаны, представляет интерес решение А.Г.Угодчикова и А.М.Кузнецова. Однако алгоритм предложенный ими для решения нашей задачи требует изменения в связи с необходимостью описания программы на языке автоматического программирования, расчета зубьев произвольной конфигурации и автоматизация всего процесса вычисления.

Наиболее точным и разработанным экспериментальным методом, как показало сравнение существующих методов, является метод поляризационно-оптического исследования.

В этой же главе указано, что существующие строго регламентированные параметры исходного контура ограничивают возможности эвольвентного зацепления и во многом не удовлетворяют разносторонним требованиям промышленности. По этой причине в последнее время появились исследования различных авторов, посвященные выбору тех или иных параметров исходного контура.

В частности, углы профиля исходного контура и коэффициенты граничной высоты, отличные от стандартных, рекомендуются в

работах В.Н.Кудрявцева о сотрудниках, Э.Б.Вулгакова, С.Н.Ким и др. Однако геометрия эвольвентной части зуба при этом изменяется с изменением угла профиля производящего исходного реечного контура. Указанное обстоятельство не позволяет точно оценить влияние угла профиля производящего контура на изгибную прочность зуба.

Существенным резервом в повышении изгибной прочности зуба, как это показали исследования М.С.Полоцкого, И.И.Беспальцева, Н. *Glaubit* и других авторов является увеличение радиуса скругления впадин исходного контура.

Влияние различных форм скругления впадины исходного контура на форму переходной кривой и на напряженное состояние зуба в целом детально изучены в работе Т.В.Долголой, где для определения напряжения в зубьях автор применил решение В.Л.Устиненко.

Из анализа параметров производящего реечного контура, проведенного исходя из позиции геометрической теории проектирования зубчатых передач по способу Э.Б.Вулгакова следует, что угол профиля (α), коэффициент высоты скругления вершины зуба $\text{ПК} (C^v)$ и форма кривой скругления не зависят от эвольвентной части зуба и влияют только на форму переходной кривой. Указанные независимые параметры производящего контура являются основным объектом исследования в диссертационной работе.

В соответствии с этим в работе были поставлены следующие задачи:

1. Дать геометрический аппарат для исследования параметров производящего реечного контура при заданных параметрах колеса.

2. На основе решения А.Г.Угодчикова, А.М.Кузнецова разработать алгоритм для определения в зубьях напряжения от изгиба. Применить указанный алгоритм для вычисления с помощью ЭВМ критерия оценки геометрической формы зуба по прочности на изгиб - коэффициента единичных местных напряжений $\sigma_{\text{л}}^{\text{н}}$.

3. На конкретных примерах произвести сравнительное исследование параметров производящего реечного контура и их влияния на $\sigma_{\text{л}}^{\text{н}}$.

Во второй главе установлено, что выбор угла профиля производящего реечного контура должен осуществляться внутри промежутка, определяемого верхним $\alpha_{\text{л}}$ и нижним $\alpha_{\text{н}}$ граничным значением угла профиля. Путем анализа функции граничных значе-

ний угла профиля исследована возможность реализации любой точки области существования эвольвентного зацепления в системе координат ν_1, ν_2 (ν_1, ν_2 - углы профиля эвольвентных зубьев на окружности заострения).

В физическом смысле ограничения по углу профиля ПРК при заданной геометрии эвольвентной части зуба (зубца) обусловлены, во-первых, тем, что при некоторых значениях $\alpha \geq \alpha_6$ возможно заострение зуба ПРК или зуба его контршаблона; во-вторых, при $\alpha \leq \alpha_n$ геометрия переходной кривой получается заведомо неудовлетворительной по изгибной прочности.

Граничные значения угла профиля α_n, α_6 получены в работе путем совмещения (по принципу Т.Оливье), станочных зацеплений конгруэнтной производящей пары с сопряженными зубцами и эвольвентного зацепления. При этом установлено, что нижнее граничное значение угла профиля производящего контура α_n равно наибольшему из углов профиля в конце активного участка сопряженных зубцов α_{p1}, α_{p2} ; верхнее граничное значение угла профиля α_6 производящего контура равно наименьшему из углов профиля на окружности заострения сопряженных зубцов ν_1, ν_2 .

Условия для определения α_n и α_6 позволили использовать в дальнейшем аппарат геометрической теории проектирования зубчатых передач по способу Э.Б.Вулгакова.

В результате получены алгоритм и программа, позволяющие определить границы диапазона, внутри которого возможен выбор α для реализации сопряженных зубцов данной передачи.

Проведено исследование функции нижнего граничного значения угла профиля $F_{1,2}(\nu_1, \nu_2, \alpha_n) = 0$ (при $\nu_1 > \nu_2, \nu_1 \leq \nu_2$) и функции верхнего граничного значения угла профиля $\alpha_6 = f(\nu_1, \nu_2)$.

Исследование выявило, что изолинии $\alpha_{p1, p2} = 0$ (при $\sin \nu_{1,2} < \frac{\pi}{2_{1,2}}$) и изолинии $\alpha_n - \alpha_{np1, np2} = 0$ (при $\sin \nu_{1,2} > \frac{\pi}{2_{1,2}}$) представляют собой геометрическое место точек, для которых возможен выбор наименьшего значения угла профиля ПРК $\alpha_{min} = 0$ или $\alpha_{min} = \alpha_{np1, np2}$ ($\alpha_{np1}, \alpha_{np2}$ - углы профиля в точке пересечения эвольвент соседних зубцов колеса I и 2 соответственно).

В работе проведено исследование функций разности граничных значений угла профиля $F_{3,4}(\nu_1, \nu_2, \Delta\alpha) = 0$ (при $\nu_1 > \nu_2; \nu_1 \leq \nu_2$). Величина $\Delta\alpha = \alpha_6 - \alpha_n$ характеризует ширину диапазона изменения угла профиля ПРК, которой можно "обслужить" зубец с заданной гео-

метрией (v_1, v_2).

Исследование позволило установить, что наименьшее значение $\Delta\alpha$ соответствует точкам пересечения изолинии $\varepsilon = 1$, $\sigma_{p1} = 0$ при $v_2 > v_1$ и точкам пересечения изолиний $\varepsilon = 1$, $\sigma_{p2} = 0$ при $v_2 < v_1$. Кроме того, показано, что в области существования эвольвентного зацепления имеется в ряде случаев геометрическое место точек с координатами v_1, v_2 , в которых $\Delta\alpha \leq 0$. Если по координатам этих точек построить зубец, то при угле ПРК $\alpha < \alpha_n$ геометрия зуба (переходная кривая) получится неудовлетворительной по изгибной прочности.

В третьей главе определяются параметры производящего реечного контура по заданным параметрам эвольвентного зубца и углу профиля ПРК. Получены условия применения для скругления вершины зуба ПРК различных плоских кривых.

Путем анализа параметров производящего реечного контура установлено, что ряд параметров ПРК зависит от геометрических размеров эвольвентной части зуба (если они заданы) и угла профиля α . К таким параметрам отнесены: коэффициент граничной высоты зуба h_i^* , коэффициент высоты головки зуба h_a^* , коэффициент толщины зуба по делительной прямой S_a^* , ширина прямолинейной площадки скругленной части w и коэффициент смещения x . Указанные параметры определены исходя из условия станочного зацепления зубчатого колеса с заданной геометрией зубца и производящего реечного контура.

При известных параметрах прямолинейной части ПРК, для скругления вершины его зуба можно использовать различные по форме кривые, независимо от параметров зацепления. Следовательно уравнение кривой скругления $y = f(x)$ определяющее его форму, является независимым, функциональным параметром ПРК.

В общем виде уравнение $F(x, y, \alpha_1, \dots, \alpha_n) = 0$ описывает семейство плоских кривых.

Функциональный параметр считается определенным, когда неизвестные параметры α_n , входящие в указанное уравнение найдены, т.е. для скругления вершины зуба ПРК выбрана одна из кривых семейства. При этом выбранная кривая должна касаться прямолинейного участка производящего контура в граничной точке и одновременно касаться прямой, параллельной средней линии ПРК, на расстоянии C от граничной точки ($C = S^* \sigma_f$ - высота ск-

ругления вершины зуба ПРК). Условия для определения имеют вид:

$$F_1(x_1, y_1, \delta_1, \delta_2) \Big|_{\substack{x_1 = x_{p1} \\ y_1 = y_{p1}}} = 0 \quad (1)$$

$$\left(\frac{\partial F_1}{\partial y_1} / \frac{\partial F_1}{\partial x_1} \right) \Big|_{\substack{x_1 = x_{p1} \\ y_1 = y_{p1}}} = 0 \quad (2)$$

где x_1, y_1 - координаты кривой скругления в системе координат S_1 с центром в точке профиля ПРК, расположенном на делительной прямой; x_{p1}, y_{p1} - координаты нижней граничной точки профиля ПРК в системе S_1 ; δ_1, δ_2 - параметры семейства кривых скругления в системе S_1 .

Следовательно, уравнение плоской кривой F не должно содержать более двух неизвестных параметров ($n \neq 2$). В частности, когда $F(x, y, a_1) = 0$ - однопараметрическое семейство кривых, один из геометрических размеров C или w может быть принят в качестве неизвестного параметра уравнения F_1 и определен из условий (1), (2), другой (w или C) должен быть задан.

Если уравнение $F(x, y, a_1, a_2) = 0$ - семейство двухпараметрических уравнений, то геометрические размеры C и w необходимо задать заранее. Решением уравнений (1), (2) определяют в этом случае неизвестные параметры a_1 ; a_2 .

В каждом из приведенных случаев существует определенная взаимосвязь между геометрическими размерами и уравнением скругления зуба производящего контура. Поэтому в основу предлагаемой в работе систематики кривых скругления зуба производящего контура положено подразделение их на однопараметрические и двухпараметрические.

Анализ всевозможных плоских кривых показал, что для скругления зуба производящего контура могут быть приняты следующие кривые 2-го порядка: окружность, сопряженные окружности, эллипсы и гиперболы с различной ориентацией фокальных осей, парабола; трансцендентные кривые: цепная линия, цепная линия равного сопротивления; замечательные кривые: строфоида (кривая 3-го порядка), лемниската Бернулли, кардиоида (кривые 4-го порядка).

В работе определены функциональные параметры; получены зависимости для величин, характеризующих форму скругления, и для величин, используемых при построения переходной кривой. Сформулированы условия, выполнение которых необходимо для примене-

няя в качестве кривой округления зуба ПРК данной плоской кривой.

В этой же главе приведены уравнения переходной кривой зуба как огибающей семейства произвольных кривых скругления,

На базе решения задач данной главы составлена программа, описанная на языке АЛГОЛ-60, которая предназначена для геометрического исследования различных параметров производящего режущего контура.

В четвертой главе разработан алгоритм построения функции, конформно отображающей единичный круг на плоское зубчатое колесо, и алгоритм определения напряжения изгиба методом Н.И.Мусхелишвили. Алгоритмы представлены в виде, удобном для описания на языках автоматического программирования.

Построение конформно отображающей функции осуществляется на основе работ П.Ф.Фильчакова и А.Г.Угодчикова.

Функция $Z = \omega(\zeta)$, которая ставит в соответствие множество точек ζ области S_1 (единичный круг) с границей γ точкам Z области S_2 (плоскости колеса) с границей L , ищется в виде полинома.

$$Z = \sum_{k=1}^{2m} C_k \zeta^{g(k-1)+1} \quad (3)$$

где C_k — коэффициенты отображающей функции; g — число осей симметрии S_2 , равное числу зубьев Z ; m — число узловых точек.

Область и соответствующую ей границу L , полученные с помощью полинома (3), назовем расчетными.

При построении итерационного процесса начальное соответствие точек δ_0, δ_m границы γ и точек Z_0, Z_m принято из условия симметрии и нормирования, что позволило полностью автоматизировать процесс вычисления C_k .

В целях ускорения сходимости процесса алгоритм предусматривает проверку на наличие двойных точек, точек возврата и упора, дочивание их на контуре L ; проверку, чтобы линия действия не пересекала границу L .

Задача по определению C_k считается решенной, когда при определенном числе m узловых точек в зоне ножки зуба границы L совпадает с заданной точностью с границей L_1 .

В основу алгоритма определения напряжения положено решение для симметричных областей, предложенное А.Г.Угодчиковым

А.М.Кузнецовым.

По принятой в работе расчетной схеме к границе L упругой изотропной и однородной среды S приложены не равные по величине и ориентированные разным образом по отношению к соответствующим зубьям силы: $P^{(1)}$ - к зубьям с нечетной нумерацией и силы $P^{(2)}$ - к зубьям с четной нумерацией. Точки приложения сил $P^{(1)}$ и $P^{(2)}$ и их значения зависят от условия конкретно решаемой задачи.

В центре S приложен уравновешивающий силы момент.

Принятая расчетная схема позволяет определить напряжения на контуре наиболее нагруженного зуба при двухпарном зацеплении (при $P^{(1)} \neq P^{(2)}$), если величины $P^{(1)}$ и $P^{(2)}$ заранее известны.

Нормальное напряжение в точках незагруженного участка контура L определяется как действительная часть функции Н.И.Мусхелашвили

$$\sigma_0 = 4Re \frac{\varphi'(\zeta)}{\omega'(\zeta)} \quad (4)$$

где $\varphi'(\zeta)$ - исконая аналитическая функция.

В работе, для определения $\varphi(\zeta)$, производится численное решение функционального уравнения, полученного А.Г.Угодчиковым.

Приведены разложения слагаемых функционального уравнения в степенные ряды по степеням ζ . Для удобства описания на алгоритмических языках, индексы при коэффициентах ряда представлены в виде непрерывно последовательности чисел.

Получено решение систем уравнений, которое позволяет сократить количество резервируемых ячеек памяти ЭВМ и тем самым дает возможность решать уравнения более высокого порядка.

По приведенным алгоритмам составлены программы на языке АЛГОЛ-60 применительно к транслятору ТА-1М.

Определение C_* и δ_0 на ЭВМ M220-M занимает 27 минут.

Рассчитанные по программам наибольшие напряжения, как показало сравнение, вполне согласуются с данными расчетов А.Г.Угодчикова и А.М.Кузнецова (расхождение 3-4%) и экспериментов Э.В.Бабенковой (расхождение 5-7%).

В пятой главе производится исследование и выбор параметров производящего контура при заданной геометрии зубца по коэффициенту единичных напряжений. Для расчетов используются алгоритмы и программы предыдущих глав.

В работе указано, что угол профиля производящего контура оказывает влияние на форму переходной кривой как непосредственно, так и через другие параметры ИРК.

Коэффициент единичных напряжений, как и геометрические размеры зуба, в целом зависит от параметров зацепления и независимых параметров производящего реечного контура, т.е. представляет собой функцию многих переменных:

$$\delta_{\alpha}^{\prime 0} = \Phi(z_1, z_2, \epsilon, \alpha_w, \bar{c}^*, f(r), \alpha) \quad (4)$$

Исследование частного влияния отдельно взятого независимого параметра ИРК на $\delta_{\alpha}^{\prime 0}$ производится в работе при постоянных значениях других независимых переменных функций Φ .

Чтобы выявить закономерность влияния на $\delta_{\alpha}^{\prime 0}$ определенного параметра ИРК в общем виде, проводится дополнительное исследование его влияния на $\delta_{\alpha}^{\prime 0}$ при различных значениях других независимых переменных функций Φ .

Исследование и выбор угла профиля и высоты скругления производится путем анализа результатов расчетов $\delta_{\alpha}^{\prime 0}$, проведенных для зубьев конкретных передач (табл. I) при различных параметрах ИРК, причем α варьируется в диапазоне $\alpha_w - \alpha_f$ с шагом

$\Delta = 1^\circ$; коэффициент скругления $\bar{c}^*$ при постоянной форме скругления по дуге окружности принимает значения $\bar{c}^* = 0,15; 0,20; 0,25$ (в долях стандартного модуля) за исключением случаев, когда зуб ИРК полностью скруглен.

Таблица I

№ передачи	z_1	z_2	$\nu_1, \text{град}$	$\nu_2, \text{град}$	ϵ	$\alpha_w, \text{град}$	$\alpha_f, \text{град}$	$\delta_{\alpha}^{\prime 0} \cdot 10^3$ Па	δ
I	20	31	37,71	33,14	1,6	25	27	48,26	20,4
2	28	42	36,71	27,14	1,6	25	26	78,97	17,6
3	42	80	35,92	25,27	1,6	25	25	104,71	22,9
4	80	100	27,09	29,99	1,78	24,89	27	166,39	23,8
5	100	120	31,11	30,60	1,69	28,34	26	277,15	23,6

В результате выявлена общая закономерность изменения в зависимости от α и $\bar{c}^*$. Установлено, что наименьшего значения $\delta_{\alpha}^{\prime 0}$ достигает при $\alpha = 25 + 27^\circ$ и изменяется незначительно внутри этого интервала.

В таблице I даны значения α , соответствующие минимальным $\delta_{d\delta}^{1,0}$; δ характеризует степень снижения $\delta_{d\delta}^{1,0}$ по сравнению с $\delta_{d\delta}^{1,0}$ при $\alpha = 20^\circ$ ($\bar{c}^* = 0,25$) и определяется соотношением $\delta = \frac{\delta_{d\delta}^{1,0} - \delta_{d\delta}^{1,0}/10}{\delta_{d\delta}^{1,0}}$. Данные по $\delta_{d\delta}^{1,0}$ (табл. I) соответствуют полному округлению вершины зуба ПРК.

По изменению величины δ можно заключить, что наиболее чувствителен к выбору α зуб с меньшим значением v , и зуб колеса с большим числом зубьев; эффект от выбора α при изменении v больше, чем при изменении числа зубьев.

Анализ результатов расчета позволял установить, что при постоянном α с увеличением высоты округления до полного округления вершины зуба ПРК величина $\delta_{d\delta}^{1,0}$ уменьшается. Это уменьшение больше (7+9%) при малых α и меньших (1,5+2%) при больших α .

В главе, при разных α , для исследуемых колес вычислены различные геометрические характеристики зуба и величины характеризующие изгибную прочность зуба.

Определены другие параметры производящего реечного контура. Указано, что с увеличением α радиус и высота переходной кривой зуба увеличиваются, опасное сечение перемещается вниз.

Исследование и выбор функционального параметра производится при неизменных других независимых переменных функций (4), поэтому принято, что $\alpha = 27^\circ$, $\bar{c}^* = 0,25$; сравнение по $\delta_{d\delta}^{1,0}$ осуществляется для зубцов передач I и 2 (табл. I). Для реализации зубцов передачи I применяются округления зуба ПРК по окружности, параболе, цепной линии, цепной линии равного сопротивления, гиперболе.

Для зубцов передачи 2 ПРК может иметь те же кривые округления (только вместо гиперболы - эллипс), а также кардиоиду. При этом наибольшее снижение $\delta_{d\delta}^{1,0}$ отмечено за счет применения в качестве кривой округления параболы, которое уменьшает $\delta_{d\delta}^{1,0}$ на 7-8% по сравнению с окружностью.

Для зубьев исходного контура с углом $\alpha = 27^\circ$, $\bar{c}^* = 0,25$, $\bar{h}_a = 1$ и скруглением впадины по параболе. При модуле $m = 1$ мм, вычислены единичные напряжения при различных $Z = 14+80$ и $x = -0,2; 0; 0,2$. Сравнение полученных при этом данных по напряжению с данными В.Л. Устиненко для исходного контура с

углом $\alpha = 28^\circ$ показало снижение напряжения в нашем случае до 16%.

В этой же главе приводятся результаты экспериментального определения напряжения в зубьях поляризационно-оптическим методом.

Целью эксперимента являлась проверка результатов, полученных расчетным путем для ИРК с формой скругления по цепной линии равного сопротивления. Расхождение между расчетными и экспериментальными данными не превышает 7%.

ВЫВОДЫ

1. Путем совмещения станочного зацепления конгруэнтной производящей пары с сопряженными зубцами получены функции граничных значений угла профиля производящего реечного контура и функции их разности.

2. Полученные функции позволяют оценить возможности реализации эвольвентного зуба, соответствующего некоторой независимой переменной области существования, путем применения ИРК с данным углом профиля.

3. Из условия станочного зацепления зубчатого колеса с заданной геометрией эвольвентной части зуба с производящим реечным контуром установлены соотношения для некоторых параметров производящего контура (h_i^* , h_a^* , S_a^* , w , x).

4. Приведены аналитические зависимости, позволяющие применить для скругления зуба производящего контура различные плоские кривые. Получены условия при выполнении которых данные кривые могут быть применены для скругления зуба ИРК.

5. При проектировании методом обобщающих параметров, когда возникает опасность отрицательного, уменьшенного или увеличенного радиального зазора, предлагается применять двухпараметрические кривые для скругления.

6. На основе способа П.Ф.Фильчакова, А.Г.Угодчика разработан алгоритм построения функции, отображающей единичный круг на заданную симметричную область.

7. Разработан алгоритм определения напряжения изгиба в зубьях по методу Н.И.Мусхелишвили на основе решений А.Г.Угодчикова и А.М.Кузнецова.

8. На основе разработанных алгоритмов составлены программы,

которые описаны на языке АЛГОЛ-60 применительно к транслятору ТА-1М.

9. Проведено сравнение значений напряжения, полученных по составленным программам, с результатами других работ и данными эксперимента (проведенного поляризационно-оптическим методом) автора. При этом получено расхождение с данными Э.В.Бабанковой - 5-7%, с данными А.Р.Угодчикова и А.М.Кузнецова - 3-4%, с данными эксперимента - 7%. Следовательно, программы можно применить для вычисления критерия оценки геометрической формы зуба и параметров производящего контура - коэффициента единичных напряжений.

10. Установлена последовательность работ по выбору параметров производящего контура. Представленные результаты исследования влияния параметров производящего реального контура на коэффициент единичных напряжений для конкретных передач (атабл. I) позволяют заключить следующее:

а) коэффициент единичных напряжений δ_{α}^{α} достигает наименьшего значения при угле ПРК в интервале от 25 до 27° и изменяется незначительно внутри этого интервала;

б) за счет выбора угла α снижение δ_{α}^{α} по сравнению с δ_{α}^{α} при $\alpha = 20^{\circ}$ составляет 17-24%;

в) с увеличением высоты скругления до полного округления при постоянном α величина δ_{α}^{α} уменьшается; это уменьшение больше (7+9%) при малых α и меньше (1,5+2%) при больших значениях α ;

г) уменьшение напряжения в зубе за счет выбора и качества кривой скругления ПРК параболы составляет 7-8% по сравнению с округлением по окружности;

д) параметры стандартного исходного контура не являются наилучшими для исследуемых передач.

11. В результате сравнения, проведенного при различных смещениях для колес с числом зубьев в диапазоне 14-80 установлено, что исходный контур с параметрами $\alpha = 27^{\circ}$, $\bar{c}^* = 0,25$, $\bar{h}_a^* = 1$, скругление впадины по параболе уменьшает напряжения в зубе по сравнению с модифицированным ($\alpha = 28^{\circ}$) до 16%. Указанное сочетание параметров исходного контура рекомендуется для практического применения.

12. Предложенный в работе метод выбора параметров произво-

днего реечного контура при заданной геометрии эвольвентной части зуба колеса может быть использован для исследования и выбора параметров контура при унификации и стандартизации сходного контура. Указанный метод и программы могут быть использованы при проектировании производящего реечного контура индивидуально для данного зубчатого колеса с применением аппарата геометрической теории проектирования зубчатых передач по способу Э.Б.Вулгакова.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. К.С.Шоланов. Определение верхней и нижней границ изменения угла профиля производящего реечного контура. "Известия высших учебных заведений. Машиностроение", 1975, № 9.

2. К.С.Шоланов. Определение коэффициента формы зуба по местным напряжениям в помощь метода Н.И.Мухелишвили. "Известия высших учебных заведений. Машиностроение", 1976, № 2.