

М 266521

НА ДОМ
НЕ ВЫДАЕТСЯ

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

ЗАДИН Магауя Сулейменович

ИССЛЕДОВАНИЕ ОБЛАСТЕЙ СУЩЕСТВОВАНИЯ
ВНУТРЕННЕГО ЗАЩЕПЛЕНИЯ И ПРОИЗВОДЯЩЕГО
КОНТУРА ДОЛБЯКА

(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

Работа выполнена в ИВТУ имени 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 - ЮДИН Д.Л.
Кандидат технических наук, доцент - КУРЛОВ Б.А.

Ведущее предприятие - Всесоюзный научно-исследовательский
инструментальный институт.

Автореферат разослан "8" мая 1975 г.

Защита диссертации состоится "9" июня 1975 г.
на заседании Совета Ковровского механического факультета
ИВТУ им. Н.Э. Баумана,
5.

В
печати

С
имени !

заверенные

ИВТУ

ОЛОНОВ

M 266521



1266521

Задин М.С. Исследование о

АКТУАЛЬНОСТЬ ПРОБЛЕМЫ. Характерной тенденцией современного передового редукторостроения является увеличение передаваемых зубчатыми передачами нагрузок при одновременном возрастании окружных скоростей. В связи с этим необходимо непрерывное совершенствование зубчатых передач и, в частности, эвольвентных зубчатых передач путем улучшения их качественных показателей.

Качественные показатели передач - коэффициент перекрытия, угол зацепления, коэффициент скольжения, единичные изгибающие напряжения и др. существенно влияют на размеры, вес, несущую способность и долговечность зубчатых передач. Поэтому рассмотрение дополнительных резервов улучшения качественных показателей является актуальной и своевременной задачей.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ. Целью настоящей работы является исследование возможностей улучшения качественных показателей эвольвентных зубчатых передач внутреннего зацепления и обоснование выбора параметров производящего контура долей для их реализации.

МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ. В работе использовалась геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач с параметрами зацепления не связанными с производящим контуром инструмента, разработанная Э.Б. Вулгаковым. Экспериментальная часть работы проводилась в лаборатории фотоупругости ВНИИМаша, где поляризационно-оптическим методом исследовались модели передач.

НАУЧНАЯ НОВИЗНА. Вскрыты дополнительные резервы улучшения качественных показателей эвольвентных зубчатых передач внутреннего зацепления. Показано, что, используя независимые переменные не связанные с производящим контуром, можно существенно расширить область существования эвольвентного внутреннего зацепления. Например, увеличить коэффициент перекрытия передачи при одновременном увеличении угла зацепления.

M266521

Разработан метод выбора параметров производящего контура долбяка, обеспечивающий получение зубчатых колес с параметрами, соответствующими заданному диапазону независимых переменных.

Экспериментально показано, что увеличение коэффициента перекрытия у передач, достигнутое за счет использования независимых переменных не связанных с производящим контуром, приводит к значительному уменьшению статических изгибных напряжений в зубьях колес по сравнению с вариантом передач, полученных традиционным методом.

ПРАКТИЧЕСКАЯ ЦЕННОСТЬ. На основании проведенных исследований предлагаются производящие контуры долбяков с параметрами, отличными от стандартных, и даны рекомендации по их использованию. Разработанная методика может быть использована при обосновании параметров производящих контуров долбяков в случае пересмотра государственных стандартов.

АПРОБАЦИЯ РАБОТЫ. По основным разделам работы сделано два доклада на научных семинарах кафедры Теории механизмов МВТУ им.Баумана и доклад на научном семинаре НТО МАШПРОМ, Москва, 1974 г.

ОБЪЕМ РАБОТЫ. Диссертация изложена на 113 страницах машинописного текста, включающих введение, пять глав, заключение по каждой главе, выводы по работе; содержит 51 рисунок, список литературы из 56 наименований.

В ПЕРВОЙ ГЛАВЕ приводится обзор работ по геометрической теории эвольвентных зубчатых передач внутреннего зацепления. В диссертации рассматриваются работы, посвященные геометрическому расчету передач внутреннего зацепления, особенностям нарезания колес с внутренними зубьями, исследованию влияния геометрии зацепления на факторы, характеризующие качество зацепления.

К числу первых работ по геометрическому расчету передач внутреннего зацепления относятся работы Я.И.Дикера, продолжившего исследование Э.Бакингема.

ФУНДАМЕНТАЛЬНАЯ

М В Т У
кн. Н. Я. Бакинзе
БИБЛИОТЕКА

Значительное влияние на развитие геометрической теории эвольвентного зацепления сыграли работы В.А.Гавриленко, которыми разработана теория геометрического расчета внутреннего зацепления, соответствующая исходному контуру долбяка без каких-либо допущений — натуральный метод расчета.

В работах Н.И.Колчина, М.Д.Генкина, М.С.Плюцкого, В.М.Матюшина, В.Ф.Романова, А.Ф.Ерофеева, Н.А.Скворцовой и др. большое внимание уделяется исследованию долбяка как режущего инструмента, рассматриваются особенности нарезания колес с внутренними зубьями.

В работах Л.Н.Решетова, В.А.Гавриленко, В.Н.Кудрявцева, и др. указывается, что одним из резервов улучшения качества передачи за счет геометрии является использование колес нарезанных со смещением.

Благодаря работам М.Б.Громяна, И.А.Болотовского и его сотрудников и др. о блокировочных контурах передач расширяются возможности эвольвентного зацепления и облегчается задача выбора коэффициентов смещения.

Дальнейшим шагом вперед в области исследования резервов эвольвентного зацепления явились работы Э.Б.Вулгакова. В работах предшествующих авторов исследование возможностей эвольвентного зацепления связывалось с производящим контуром инструмента. При таком методе анализа зацепления, когда блокировочный контур, определяющий область существования передачи зависит от типа и параметров производящего контура инструмента, а также от принятой системы расчета, создает ряд трудностей и неудобств при выборе оптимальных параметров передачи. Э.Б.Вулгаковым было предложено производить анализ зацепления вне зависимости от производящего контура инструмента. Это позволило показать, что возможности эвольвентного зацепления шире тех, которые можно получить, используя традиционный аппарат исследования.

В этой же главе проведено сравнение области существования внутреннего зацепления, построенной вне зависимости от параметров производящего контура инструмента с блокировочным контуром передачи, соответствующим стандартному долбяку.

Сравнение показало, что новый метод проектирования передач расширит возможности эвольвентного внутреннего зацепления.

В соответствии с этим в диссертационной работе были поставлены следующие задачи:

1. Исследование области существования эвольвентного внутреннего зацепления, построенной вне зависимости от параметров производящего контура.
2. Разработка метода выбора параметров производящего контура дольки для реализации передач с заданными качественными показателями.
3. Исследование области существования производящего контура дольки для пары колес внутреннего зацепления.
4. Проверка целесообразности использования зубчатых передач внутреннего зацепления с повышенным коэффициентом перекрытия, как одного из возможных путей повышения их несущей способности.

ВО ВТОРОЙ ГЛАВЕ приводятся результаты исследования области существования внутреннего зацепления в системе координат ν_2 ; ν_3 . Здесь ν_2 ; ν_3 - углы профиля зубьев на окружности заострения при $m_{a2,3} = 0$, где Z_3 - колесо с внутренними зубьями, а Z_2 - с внешними.

Величина относительной толщины зубцов m_a влияет на положение области существования по отношению к системе координат. С увеличением значений относительных толщин зубцов m_a , область перемещается к началу системы координат, значения максимальных углов зацеплений α_w^{max} при $\varepsilon = 1$ уменьшаются. В частном случае, при полном заострении зубцов, когда $m_{a2,3} = 0$ область существования занимает наибольшую площадь и располагается в верхней части поля системы координат ν_2 ; ν_3 . Этому случаю соответствует наибольшее значение α_w^{max} при $\varepsilon = 1$.

В работе показано, что с увеличением числа зубцов шестерни Z_2 при $\varepsilon = 1$ поле выбора независимых переменных уменьшается. При больших числах зубцов шестерни Z_2 и колеса Z_3

в малой разности между ними, значительную часть области существования зацепления занимает область выбора независимых переменных $v_2; v_3$ для передач с $\varepsilon > 2$ при довольно широком диапазоне изменения углов зацеплений. Для передач с малой разностью чисел зубцов характерны наибольшие значения α_w^{max} . С увеличением числа зубцов Z_3 при $Z_2 = const$ область существования расширяется и перемещается в зону больших значений независимых переменных $v_2; v_3$.

В работе приводится график для определения максимальных углов зацеплений α_w^{max} для областей существования внутреннего зацепления в зависимости от числа зубцов шестерни и колеса при $\varepsilon = 1$ и $\varepsilon = 2$.

Значения минимальных углов зацеплений α_w^{min} в целом ряде случаев приближаются к 0° .

Проектирование передач в системе координат $v_2; v_3$ позволяет создавать передачи с $\varepsilon > 2$ при довольно больших углах зацеплений, что является одним из возможных путей повышения несущей способности зубчатых передач.

Расположение полюса в различных зонах на линии зацепления влияет на несущую способность передач, а также накладывает свои особенности на геометрический расчет передач. В работе показано, что область существования внутреннего зацепления в интервале $1 \leq \varepsilon \leq 2$ разбита на пять участков, каждому из которых соответствует своя схема зацепления.

В работе проводится исследование ряда изолиний качественных показателей зубчатых передач - коэффициента скольжения, коэффициента перекрытия, приведенных радиусов кривизны. Исследуются особые точки изолиний качественных показателей на области существования внутреннего зацепления. Кроме того, исследуются изолинии радиальных зазоров в зацеплении между зубцами и углы профиля в конце активного участка эвольвентного профиля зуба.

В ТРЕТЬЕЙ ГЛАВЕ рассмотрено внешнее и внутреннее станочное зацепление, а также производящий контур долбяка.

Производящий контур долбяка, как и колесо с внешними зубьями, можно характеризовать углом профиля на окружности заострения зуба β и относительной толщиной на окружности

вершин m_{a0} , которые связаны между собой через профильный угол α_{a0} следующей зависимостью:

$$\ln v_{\theta} = \ln \alpha_{a0} + m_{a0} \cos \alpha_{a0}.$$

Открывшиеся резервы эвольвентного внутреннего зацепления нельзя в полной мере реализовать производящими контурами стандартных дольбков. В связи с этим требуется использование производящих контуров дольбков с параметрами, отличными от стандартных.

На примере стандартных дольбков показан характер изменения параметров m_{a0} и v_{θ} в зависимости от числа зубьев и степени изношенности. Полученные данные использовались при назначении параметров производящих контуров дольбков, для реализации передач с параметрами, заданными в системе координат $v_2^0; v_3^0$. С уменьшением числа зубьев дольбка Z_0 значения v_{θ} и m_{a0} увеличиваются. С увеличением числа зубьев дольбка Z_0 интервал изменения угла v_{θ} при переходе от расчетного сечения, соответствующего новому дольбку, к расчетному сечению, соответствующему изношенному, возрастает. Так, например, для дольбка $Z_0 = 14$, $\Delta v_{\theta} = v_{\theta}^{\text{изн}} - v_{\theta}^{\text{расч}} = 6-7'$, а для дольбка $Z_0 = 50$ $\Delta v_{\theta} = 1'56''$. Дольбкам с небольшим числом зубьев соответствует наибольший диапазон изменения относительных толщин m_{a0} при переходе от нового к изношенному сечению.

Подробно рассмотрены станочные интерференции применительно к колесам, параметры которых заданы через независимые переменные $v_2^0; v_3^0$. Так, во внутреннем станочном зацеплении рассмотрены следующие два случая среза вершин зубьев колеса: 1) когда окружность вершин зубьев колеса Z_2 заходит за точку касания линии зацепления с основной окружностью дольбка; 2) при врезании дольбка в заготовку на глубину зуба. Построены расчетные графики для среза вершин зубьев колеса (2 случая).

В ЧЕТВЕРТОЙ ГЛАВЕ исследуется область существования производящего контура дольбка для пары колес внутреннего зацепления. Совокупность значений $v_2^0; v_3^0$ на области существования внутреннего зацепления, свободных от ограничений, возникающих в станочных зацеплениях и в передаче, называется областью существования производящего контура дольбка для данной пары колес.

В работе предлагается метод выбора параметров производящего контура долбяка для реализации передач с параметрами, соответствующими заданным значениям независимых переменных на области существования внутреннего зацепления.

Основная идея предлагаемого метода состоит в следующем. Долбяк представляет собой зубчатое колесо, отличное от обычного тем, что в каждом его сечении параметры m_{ao} и φ имеют различные значения. Исходя из этого, так же как и для пары сопряженных колес, строятся области существования станочных зацеплений, где вместо одного из сопряженных колес будет долбяк. При построении областей существования станочных зацеплений учитывается, что расчетный контур, соответствующий новому долбяку, имеет наименьшую относительную толщину зуба на окружности вершин $(m_{ao})^{min}$ и наибольшее значение независимой переменной $(\varphi_o)^{max}$.

На рис. I в качестве примера показаны области существования внутреннего (MLFN; M, LFN₁) и внешнего (ABCDE; A, B, C, D, E) станочных зацеплений для сопряженной пары колес. Закон изменения между параметрами m_{ao} и φ представлен в виде наклонных прямых $\varphi_o = \text{ctg } \varphi m_{ao}$, где φ - угол наклона прямой. Размеры и форма областей существования станочных зацеплений зависят от угла наклона прямых $\varphi_o = \text{ctg } \varphi m_{ao}$, которые в свою очередь зависят от числа зубьев долбяка.

Диапазон изменения параметра φ_o , расположенный между крайними точками В и L на областях существования станочных зацеплений значительно шире, чем для реальных долбяков. Поэтому области существования станочных зацеплений определяют область существования некоторого условного долбяка. Если через области существования станочных зацеплений и прямую $\varphi_o = \text{ctg } \varphi m_{ao}$ провести лучи, к примеру I-I или II-II (рис. I), то точки пересечения лучей с границами областей определяют интервал значений $\varphi_2; \varphi_3$ свободных от станочных ограничений. Пересечение лучей с прямой $\varphi_o = \text{ctg } \varphi m_{ao}$ позволит получить параметры m_{ao} и φ производящего контура долбяка, которым можно реализовать данный интервал. Каждому значению φ_o при $m_{ao} = var$ выбранному в диапазоне, определяемом областями существования станочных зацеплений, соответствует некоторая область независимых переменных $\varphi_2; \varphi_3$ свободных от станочных ограничений.

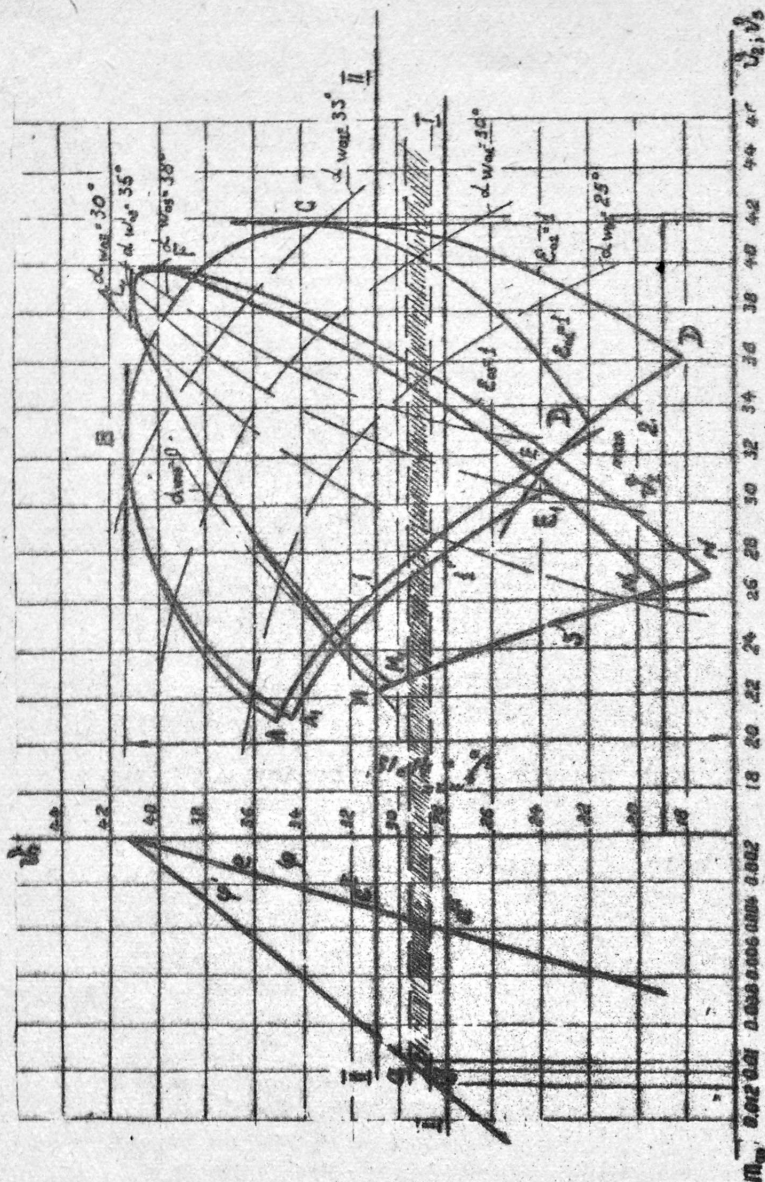


Рис. I

Области существования внешнего и внутреннего станочных зацеплений для шестерни и колеса передатки $Z_1 = 35$; $Z_2 = 100$; $m_{\text{норм}} = 1/2 Z_1$ с долями $Z_1 = 50$ (1 - изолиния под-
реза зубьев шестерни Z_1 ; 2 - изолиния среза вершин зубьев шестерни Z_1 ; 3 - изолиния среза
вершин зубьев колеса Z_2 (1 случай)).

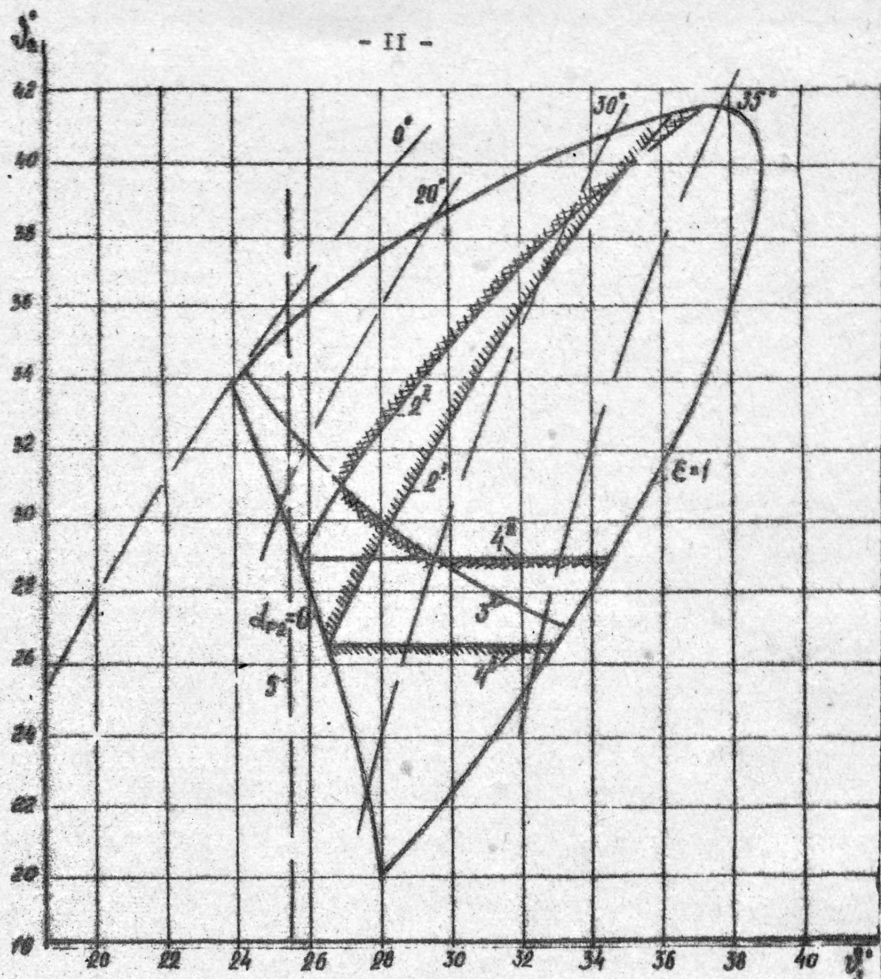


Рис.2

Области существования производящих контуров долбяка $Z_0 = 50$ для пары зубчатых колес $Z_1 = 35$; $Z_2 = 100$; $m_{об} = 1/2 Z_{до}$.
 2 - изолинии заклинивания у основания зуба шестерни Z_1 ;
 3 - изолинии заклинивания у основания зуба колеса Z_2 ;
 4 - изолинии подреза зубьев шестерни Z_1 ; 5 - изолинии среза вершин зубьев колеса Z_2).

На рис. 2 показаны области существования производящих контуров долбяков с параметрами m_{a0} и v_0 , определяемыми точками C и d на прямой I (рис. 1). Границами области являются изолинии, определяющие предельные условия отсутствия ограничений в станочных зацеплениях, в передаче, а также граничные изолинии области существования внутреннего зацепления.

При выборе параметров производящего контура долбяка на области существования станочных зацеплений из всего диапазона значений выделяется участок, который может быть рекомендован для долбяка с данным числом зубьев Z_0 .

В работе проведен анализ области существования производящего контура долбяка. Изучен характер изменения области в зависимости от параметров передачи и производящего контура долбяка.

На основании исследований можно предложить для стандартных чисел зубьев долбяков $Z_0 = 14, 20, 34, 50, 74$ диапазон изменения параметров v_0 и m_{a0} , полученный из областей существования станочных зацеплений:

Z_0	14	20	34	50	74
v_0	31-41	34-37	30-34	26-32	24-30
m_{a0}	0.005-0.008	0.005-0.008	0.005-0.008	0.005-0.008	0.005-0.008

В работе даны рекомендации по использованию производящих контуров долбяков для реализации передач, параметры которых соответствуют заданному диапазону независимых переменных v_2 ; v_3 .

Выбор производящего контура долбяка необходимо вести не только из условия получения передач с параметрами, соответствующими некоторой совокупности значений независимых переменных v_2 ; v_3 на области существования зацепления, но и с учетом получения наименьших изгибающих напряжений у зубьев нарезаемых колес.

Для обоснования выбора параметров производящего контура долбяка с учетом изгибной прочности нарезаемых зубьев зубчатых колес области существования производящих контуров долбяков отображались в систему координат единичных изгибающих напря-

жений. Изгибную прочность внутренних зубьев колес оценивали по единичным номинальным напряжениям, а внешних зубьев шестерни по максимальным. Область существования производящего контура долбяка с меньшим числом зубьев располагается в зоне меньших изгибающих напряжений как для внутренних, так и для внешних зубьев. В случае, если выбранную передачу можно реализовать долбяками с различными числами зубьев, то следует использовать долбяки с малым числом зубьев, тогда у основания зубьев нарезаемых колес будут меньшие изгибающие напряжения. При выборе параметров производящего контура необходимо учитывать конкретные условия. Так, например, для пары зубчатых колес $Z_2 = 35$; $Z_3 = 100$; производящему контуру долбяка с малым числом зубьев ($Z_0 = 14$), которому соответствуют наименьшие изгибающие напряжения у нарезаемых зубьев колес, соответствует и наименьшая область независимых переменных. Тем самым может оказаться, что передачу с заданными качественными показателями нельзя реализовать долбяком с малым числом зубьев. При переходе к другой паре зубчатых колес $Z_2 = 70$; $Z_3 = 100$ производящему контуру долбяка $Z_0 = 14$ соответствует и наибольшая область выбора независимых переменных. Разработанная методика может быть использована при обосновании стандартов на производящие контуры долбяков.

В ПЯТОМ ГЛАВЕ изложены результаты сравнительного экспериментального исследования передач внутреннего зацепления.

С целью проверки целесообразности использования передач с повышенным коэффициентом перекрытия $\varepsilon > 2$ было проведено экспериментальное исследование поляризационно-оптическим методом модели передачи $\varepsilon = 2,14$ колеса которой нарезаны долбяком с параметрами, отличными от стандартных. Для сравнения была взята передача, соответствующая стандартному исходному контуру с теми же числами зубьев колес Z_2 и Z_3 и тем же углом зацепления α_n , что и экспериментально исследованная передача. В этом случае коэффициент перекрытия $\varepsilon = 1,4$. В процессе эксперимента были определены: единичные местные напряжения, характеризующие изгибную прочность зуба; распределение нагрузки между зубьями в различных фазах зацепления; напряжения в зубях колес для передачи с $\varepsilon = 2,15$, которые были сопоставлены с напряжениями в зубьях колес передачи с $\varepsilon = 1,4$.

При определении единичных местных напряжений оказалось, что единичные местные напряжения для зуба колеса, соответствующего стандартному исходному контуру, ниже (порядка 25%), чем для зуба колеса, нарезанного нестандартным долбяком.

Распределение нагрузки между зубьями в различных фазах зацепления для передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon = 2.14$ и соответствующие этим нагрузкам максимальные местные напряжения у основания зубьев определяли при статическом нагружении.

Распределение усилий между зубьями в значительной мере зависит от погрешностей изготовления зубчатой передачи (бокового зазора). В описываемом эксперименте боковой зазор между зубьями устанавливался примерно одинаковым у всех сопряженных пар зубьев. Это достигалось путем соответствующего подбора сопряженных зубьев и некоторой их подгонки. В связи с этим распределение усилий в эксперименте осуществлялось в строгом соответствии с законом изменения жесткостей в различных фазах зацепления.

Исследование распределения нагрузки между зубьями при статическом нагружении проводилось двумя способами.

В первом случае для одиночного внутреннего зуба колеса строили тарировочные графики зависимости напряжений в опасном сечении зуба от величины нагрузки P , прикладываемой к различным точкам профиля зуба. Далее, по изгибным напряжениям в опасном сечении зубьев, находящихся в зацеплении, используя линейную зависимость $P = f(\sigma_{изг.})$ определяли нагрузку на каждый, находящийся в контакте зуб. Во втором случае непосредственно по картине полюс, образующихся в точке контакта зубьев (круги Буссинеска) определяли часть общей нагрузки, приходящейся на тот или иной зуб.

Было установлено, что для передачи с коэффициентом перекрытия $\varepsilon = 2.15$ изгибные напряжения у основания зубьев меньше на 35-40%, чем для передачи с $\varepsilon = 1.4$.

ВЫВОДЫ

1. Сравнение области существования внутреннего зацепления в системе координат $\vartheta_2; \vartheta_3$ с блокировочным контуром передачи, соответствующим стандартному долбяку показало, что при анализе зацепления вне зависимости от параметров производящего контура возможности эвольвентного внутреннего зацепления расширяются.

Так, например, максимальный коэффициент перекрытия для области существования внутреннего зацепления $Z_2 = 35$, $Z_3 = 100$;

$m_{a\alpha_1} = 1/2 Z_{2,3}$ равен 2.9, а для блокировочного контура передачи с теми же числами зубьев, соответствующего стандартному долбяку $Z_0 = 14$, максимальный коэффициент перекрытия равен 1.8.

2. Исследована область существования внутреннего зацепления в системе координат $\vartheta_2 ; \vartheta_3$. С уменьшением величин относительных толщин зубцов m_a поле выбора независимых переменных расширяется и перемещается в зону больших значений.

С увеличением числа зубцов шестерни Z_2 и колеса Z_3 область существования расширяется. Для передач с малой разностью чисел зубьев характерны наибольшие значения максимальных углов зацеплений $\alpha_w^{\max}$ и предельных коэффициентов перекрытия. Показано, что проектирование передач в системе координат $\vartheta_2 ; \vartheta_3$ позволяет создавать передачи с $\varepsilon > 2$ при довольно больших углах зацепления, что может явиться одним из путей повышения несущей способности зубчатых передач. Показано распределение изолиний качественных показателей на области существования внутреннего зацепления.

3. На примере стандартных долбяков изучен характер изменения параметров $m_{a\alpha}$ и ϑ_0 в зависимости от числа зубьев и степени изношенности. Долбякам с меньшим числом зубьев соответствуют большие значения $m_{a\alpha}$ и ϑ_0 . Интервал изменения угла ϑ_0 при переходе от расчетного сечения, соответствующего новому долбяку к расчетному сечению, соответствующего изношенному, с увеличением числа зубьев возрастает.

4. Рассмотрены интерференции, возникающие во внутреннем и внешнем станочных зацеплениях. Построены графики, дающие возможность выявить влияние параметров производящего контура долбяка на срез вершины зубьев колеса во внутреннем и срез или подрез зубьев шестерни во внешнем станочном зацеплении.

5. Разработан метод выбора параметров производящего контура долбяка, обеспечивающий получение зубчатых колес с параметрами, соответствующими заданному диапазону независимых переменных с учетом изгибной прочности зубьев.

6. Проведен анализ области существования производящего контура долбяка. Рассмотрено изменение положения изолиний, ограничивающих область, в зависимости от параметров передачи и

производящего контура долбяка. На основании проведенных исследований предлагаются параметры производящих контуров долбяков, отличающиеся от стандартных и даны рекомендации по их использованию в том или ином конкретном случае.

7. Проведено сравнительное экспериментальное исследование передач внутреннего зацепления с различными коэффициентами перекрытия.

Установлено, что в передаче с коэффициентом перекрытия $\varepsilon = 2.14$, зубья колес которой образованы нестандартным долбяком, изгибные напряжения у основания зубьев значительно ниже (35-40%), чем для передачи с $\varepsilon = 1.4$, соответствующей стандартному исходному контуру.

8. Разработанная методика выбора параметров производящего контура долбяка может быть положена в основу обоснования стандартов на зуборезный инструмент.

Основные положения диссертации опубликованы
с следующих работах:

1. Э.Б.Вулгаков, М.С.Задин. Исследование области существования внутреннего зацепления в системе координат $\vartheta_2; \vartheta_3$. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 1974, № 6.
2. Э.Б.Вулгаков, М.С.Задин. Область существования передачи внутреннего зацепления. Известия высших учебных заведений. Машиностроение, 1975, № 2.