

М/42-1342

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО
СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ СССР

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

На правах рукописи
УДК 621.833.15

КАПЕЛИВИЧ Александр Львович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ГЕОМЕТРИИ
МОДЕРНИЗИРОВАННЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ
ЭВОЛВЕНТИВНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Специальность 05.02.18
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 1984

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

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

Официальные оппоненты: доктор технических наук,
профессор Солдаткин Е.П.,
кандидат технических наук,
доцент Сёмин Ю.И.

Ведущая организация указана в решении учёного совета.

Защита диссертации состоится "17" декабря 1984г.

на заседании специализированного совета К053.15.11

"Машиностроение" в Московском высшем техническом

училище им. Н.Э.Баумана по адресу:

107005 Москва

С дисс

Московского

Автора

Учёный
специализиро
к.т.н.

M 42 1342

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

А к т у а л ь н о с т ь т е м ы . Непроходящей инженерной задачей является непрерывное совершенствование вновь создаваемых машин и их важнейшего узла — зубчатого привода, состоящего из различного вида зубчатых передач.

Первооснова облика зубчатой передачи определяется ее геометрией, в значительной мере влияющей на несущую способность и долговечность передачи. Дальнейшее исследование возможностей геометрии эвольвентных передач, получивших наибольшее распространение в машиностроении и, в частности, косозубых передач с симметричными и с несимметричными зубьями (наиболее общий случай цилиндрических эвольвентных передач), является весьма актуальной и своевременной задачей.

Ц е л ь р а б о т ы . Целью данной работы является улучшение качественных показателей и расширение кинематических возможностей цилиндрических (в общем случае косозубых) эвольвентных зубчатых передач с симметричными и несимметричными зубьями.

М е т о д ы и с с л е д о в а н и я . В основу теоретических исследований, проведенных в данной работе, положена геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах, не связанных с параметрами исходного производящего контура, разработанная Э.Б. Вулгаковым. Экспериментальная проверка полученных результатов проводилась методами вибродиагностики путем сравнения уровней вибраций серийной и экспериментальной зубчатых передач.

Н а у ч н а я н о в и з н а . Исследованы функции зацепления и построена область существования косозубого эвольвентного зацепления. Расширены диапазоны изменения качественных показателей и возможности реализации косозубых передач. Так, в частности, показана возможность выбора значений угла зацепления из интервала $0^\circ < \alpha_w < \frac{\pi}{2}$ при коэффициенте торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha < 1,0$. Получены зубчатые передачи с минимальным числом зубьев зубчатых колес $Z_{1,2} = 1$. Исследованы передачи с большим передаточным числом $u = 30 + 50$ и более при малом числе зубьев шестерни $Z_1 = 1 + 5$. Предложен новый способ построения

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1421342

Капелевич А.Л. Разработка



несимметричных зубцов, позволяющий улучшить качественные показатели зубчатых передач в основном (рабочем) направлении вращения. Показана возможность получения прямозубых несимметричных зубчатых передач с углом зацепления по рабочим сторонам $\alpha_w > 45^\circ$ при $\xi_\alpha > 1,0$ и передач с $\alpha_w = 24 + 26^\circ$ и более при $\xi_\alpha > 2,0$. При этом зубья колес имеют достаточную толщину на окружности вершин. Показана возможность проектирования планетарных эвольвентных передач с несимметричными зубьями и улучшенными качественными показателями при рабочем направлении вращения: во внешнем зацеплении угол зацепления $\alpha_{w_{1-2}} = 33 + 35^\circ$ при $\xi_{\alpha_{1-2}} = 1,2 + 1,4$; во внутреннем — $\alpha_{w_{2-3}} = 24 + 27^\circ$ при $\xi_{\alpha_{2-3}} = 1,5 + 1,7$.

П р а к т и ч е с к а я д е н н о с т ь . На основании проведенных исследований разработаны алгоритмы и составлены программы расчета точек изолиний областей существования косозубых эвольвентных передач, как с симметричными, так и с несимметричными зубьями, а также программы расчета геометрии несимметричных зубчатых передач внешнего и внутреннего зацепления.

Разработана методика геометрического расчета косозубых передач, с несимметричными зубьями (наиболее общего случая цилиндрических эвольвентных передач) и соответствующего производящего реечного контура. Исследованы технологические особенности производства зубчатых колес с несимметричным профилем зубьев. Разработан способ образования эвольвентной поверхности зубьев, не связанный со статичным производящим контуром инструмента. Предложена методика определения исполнительных размеров зубчатых колес, вне зависимости от параметров производящего контура.

Р е а л и з а ц и я р а б о т ы . Результаты работы использованы при разработке технического задания на проектирование планетарного редуктора, а также разработано предложение и проведены экспериментальные исследования по усовершенствованию редуктора привода электрогенератора.

А п р о б а ц и я р а б о т ы . По основным разделам работы сделано два доклада на научных семинарах секции зубчатых передач и редукторостроения ЦИ НТО МАШПРОМ (Москва, 1979, 1981), доклад на республиканской межотраслевой научно-технической конференции "Повышение технического уровня, качества и

надежности кинематических пар и редукторов" (Киев, 1981), доклад на отраслевой научно-технической конференции "Повышение несущей способности и ресурса авиационных зубчатых передач и редукторов" (ЦИАМ, Москва, 1982).

П у б л и к а ц и и . По теме диссертации опубликовано пять работ, из них три авторских свидетельства на изобретения, получено решение о выдаче авторского свидетельства по заявке № 3670724/25-28, выпущено два технических отчета.

Ст р у к т у р а и о б ъ е м р а б о т ы . Диссертация изложена на 189 страницах машинописного текста, включающих введение, четыре главы, заключение и приложения, содержит 53 рисунка, 8 таблиц, список литературы из 75 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

В о в в е д е н и и приводится обзор работ по геометрической теории цилиндрических эвольвентных зубчатых передач.

Современная геометрическая теория эвольвентного зацепления сформировалась на основании работ Э. Бакингема, Х.Ф.Кетова, Я.И. Дикера, Л.Н. Решетова, Н.И. Колчина, В.А. Гавриленко, Н.А. Калашникова, Ф.Л. Литвина, А.И. Петрусевича, В.Н. Кудрявцева, М.С. Полоцкого, Я.С. Давыдова и др.

Работы перечисленных авторов имеют общий подход к исследованию эвольвентного зацепления — геометрические параметры и качественные показатели зубчатых передач определяются исходя из параметров исходного производящего контура и его положения (смещения) относительно заготовки зубчатого колеса. При таком подходе синтез и анализ передач развивается по схеме от технологии и параметров исходного производящего контура (как правило стандартного) — к параметрам изделия — зубчатого колеса.

Предложенная М.Б. Громаном идея наглядного графического изображения функциональной зависимости каждого из параметров зацепления в системе координат коэффициентов смещения X_1 и X_2 позволила построить блокировочные контуры. В работах коллектива авторов во главе с И.А. Болотовским эта идея получила дальнейшее развитие и была доведена до практического воплощения в виде справочных изданий по блокировочным контурам.

Значительное влияние на развитие геометрической теории эвольвентного зацепления имели работы В.А. Гавриленко. В них был дан так называемый, натуральный метод расчета эвольвентных зубчатых передач. Гавриленко ввел понятие о воспринимаемом смещении, что позволило связать геометрию эвольвентного зацепления пары колес с двумя станочными зацеплениями: инструмент-заготовка.

Большинство авторов при исследовании эвольвентного зацепления исходя из параметров исходного производящего контура в качестве расчетной принимали делительную окружность. Исключением были работы Х.Ф. Кетова и Н.П. Лопухова, где расчетной принята основная окружность. Но и в этих работах исходный производящий контур определял геометрию проектируемой передачи.

Принципиально иной путь исследования эвольвентного зубчатого зацепления предложил Э.Б. Вулгаков. Им было показано, что образование эвольвентного зацепления не обязательно связывать с исходным производящим контуром и его положением относительно нарезанного колеса. В качестве независимых переменных при исследовании эвольвентного зацепления были приняты параметры, характеризующие степень развернутости (или взаимное расположение) эвольвент, образующих разноименные профили зубцов (зубцы - зубья, не имеющие переходных кривых) шестерни Z_1 и колеса Z_2 . Такими параметрами, названными обобщающими, в частности, приняты профильные углы ν_1^* и ν_2^* на окружностях заострения зубцов. Анализ функций зацепления и его качественных показателей в обобщающих параметрах позволил построить область существования прямоугольной эвольвентной передачи с числами зубьев Z_1 и Z_2 в системе координат углов ν_1^* , ν_2^* . Показано, что эта область существования значительно больше, построенного в этой же системе координат блокировочного контура конкретного исходного производящего контура. В зависимости от выбранных значений углов ν_1^* , ν_2^* , характеризующих качественные показатели зацепления, определяются параметры производящего контура инструмента, обеспечивающие формирование переходной кривой с наименьшей концентрацией напряжений у основания зубьев колеса.

Разработанная Э.Б. Вулгаковым геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах позволяет реализовать более естественный принцип проектирования передач:

от изделия в виде зубчатого колеса — к технологии его производства и инструменту.

Дополнительный резерв улучшения качественных показателей имеют эвольвентные зубчатые передачи с несимметричными зубьями имеющие одно основное (рабочее) направление вращения. Э.Б. Вулгаков предложил синтез несимметричного зуба из двух половин различных симметричных зубцов, совмещенных по общей оси симметрии. Каждая из половин, составляющих несимметричный зубец, имеет свою основную окружность и окружность заострения. При этом профиль рабочей стороны зуба может быть доведен до заострения, а необходимая толщина зуба при вершине обеспечивается за счет профиля нерабочей стороны зуба. Качественные показатели таких несимметричных эвольвентных зубчатых передач могут быть доведены до уровня, соответствующего симметричным зубчатым передачам с заостренными зубьями.

Геометрическая теория эвольвентных зубчатых передач в обобщающих параметрах нашла свое дальнейшее развитие в работах учеников Э.Б. Вулгакова — М.С. Задина, Н.Г. Подбельского, Г.В. Ривкина.

Известно, что в косозубых эвольвентных передачах коэффициент перекрытия состоит из коэффициентов торцевого и осевого перекрытия, т.е. $\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \geq 1,0$. Следовательно, коэффициент торцевого зацепления может быть уменьшен до значений $\varepsilon_\alpha < 1,0$, что компенсируется соответствующим увеличением коэффициента осевого перекрытия ε_β . Известны отдельные примеры косозубых эвольвентных передач с $\varepsilon_\alpha < 1,0$. К ним относятся: передачи фирмы "rolling Contact" с углами зацепления $\alpha_w = 45 + 55^\circ$ и повышенной несущей способностью, самотормозящиеся передачи, известные по работам Н.С. Монстера и др., зубчатые передачи с большим передаточным числом $u = 30 + 50$ и малым числом зубьев шестерни $Z_1 = 1 + 5$. Перечисленные передачи опроектированы исходя из параметров различных нестандартных производящих контуров и не дают полного представления о свойствах косозубых эвольвентных передач при $\varepsilon_\alpha < 1,0$, их возможностях и предельных параметрах.

Задачами работы являются:

1. Построение и исследование областей существования косозубых эвольвентных передач.
2. Исследование косозубых передач при $\varepsilon_\alpha < 1,0$, определение их предельных параметров.
3. Разработка нового способа построения и описания эвольвентных передач с несимметричными зубьями.
4. Построение областей существования зубчатых передач с несимметричными зубьями, анализ их возможностей и определение предельных параметров.
5. Анализ особенностей изготовления и контроля косозубых колес и зубчатых колес с несимметричными зубьями.
6. Проектирование цилиндрических зубчатых и планетарных передач с несимметричными зубьями.
7. Оценка несущей способности передач с помощью коэффициентов формы зуба и путем сравнения уровней вибраций зубчатых передач с симметричными и несимметричными зубьями.

В первой главе при анализе косозубого эвольвентного зацепления введена третья (наряду с углами ν_1^2 и ν_2^2 — описывающими торцевое сечение передачи) независимая переменная — угол ν_β — определяющая угловой сдвиг одного торцевого сечения по отношению к противоположному, который равен

$$\nu_\beta = \arctg \left(\frac{2b_w}{d_b} \cdot \operatorname{tg} \nu_\beta \right).$$

Показано, что коэффициент осевого перекрытия является функцией угла ν_β

$$\varepsilon_\beta = \frac{z_1}{2\pi} \cdot \operatorname{tg} \nu_\beta.$$

Поскольку в косозубой передаче непрерывность передачи вращения может обеспечиваться за счет осевого перекрытия, то коэффициент торцевого перекрытия может быть уменьшен вплоть до $\varepsilon_\alpha = 0$, что существенно увеличивает площадь области существования косозубого зацепления, являющейся областью выбора параметров торцевых сечений косозубых передач.

Исследованы функции и построены изолинии в системе координат обобщающих параметров ψ_1, ψ_2 : углов зацепления $\alpha_w = \text{const}$, коэффициентов торцевого перекрытия $\varepsilon_\alpha = \text{const}$, интерференции $\alpha_{p1} = 0^\circ$ и $\alpha_{p2} = 0^\circ$, границ внепольсного зацепления $\alpha_{a1} = \alpha_w$ и $\alpha_{a2} = \alpha_w$.

Показано, что изолинии $\varepsilon_\alpha = \text{const}$ при $\varepsilon_\alpha < \frac{1}{2}$ распадаются на две ветви. Ветви изолиний $\varepsilon_\alpha = 0$ при $m_{a1,2} = \frac{\pi}{2 \cdot 2_{1,2}}$ (при равенстве толщин $s_{a1} = s_{a2}$) смыкаются в условной точке B_α , где теоретически $\alpha_{a1,2} = 0^\circ$ и $\alpha_w = 0^\circ$. При дальнейшем увеличении $m_{a1,2}$ изолиния $\varepsilon_\alpha = 0$, представляет собой замкнутую кривую. Интерференция у оснований зубцов возможна лишь при $0 \leq m_{a1,2} < \frac{\pi}{2 \cdot 2_{1,2}}$.

Область существования косозубого зацепления (рис. 1), построенная при $m_{a1,2} = \text{const}$, в общем случае ограничена изолиниями $\varepsilon_\alpha = 0$ и $\alpha_{p1,2} = 0^\circ$. Все варианты косозубых передач в пределах построенной области кинематически осуществимы. На рис. 1 показаны конструктивные пропорции зубцов косозубых передач, соответствующих различным точкам области существования.

Построена абсолютная область существования косозубого зацепления при $m_{a1,2} = \text{var}$, ограниченная изолиниями $\varepsilon_\alpha = 0$ при $m_{a1,2} = 0$ и условными изолиниями $\alpha_{a1,2} = 0^\circ$.

В данной главе также рассмотрены некоторые возможности реализации косозубых эвольвентных передач при $\varepsilon_\alpha < 1,0$.

Показана возможность получения зубчатых передач с минимальным числом зубьев и исследованы их области существования, в частности, получена передача с $Z_{1,2} = 1$ (см. рис. 2).

Построены области существования косозубых передач с большим передаточным числом $u = 30 + 50$ и более и числом зубьев шестерни $Z_1 = 1 + 5$. Показано, что качественные показатели таких передач могут быть улучшены по сравнению с параметрами передач, известных по работам К. Рута.

Показаны возможности снижения уровня значений коэффициента скольжения профилей косозубых передач. На области существования построена изолиния равных коэффициентов скольжения $\alpha'_{1H} = \alpha'_{2H}$ у ножек зубьев шестерни и колеса.

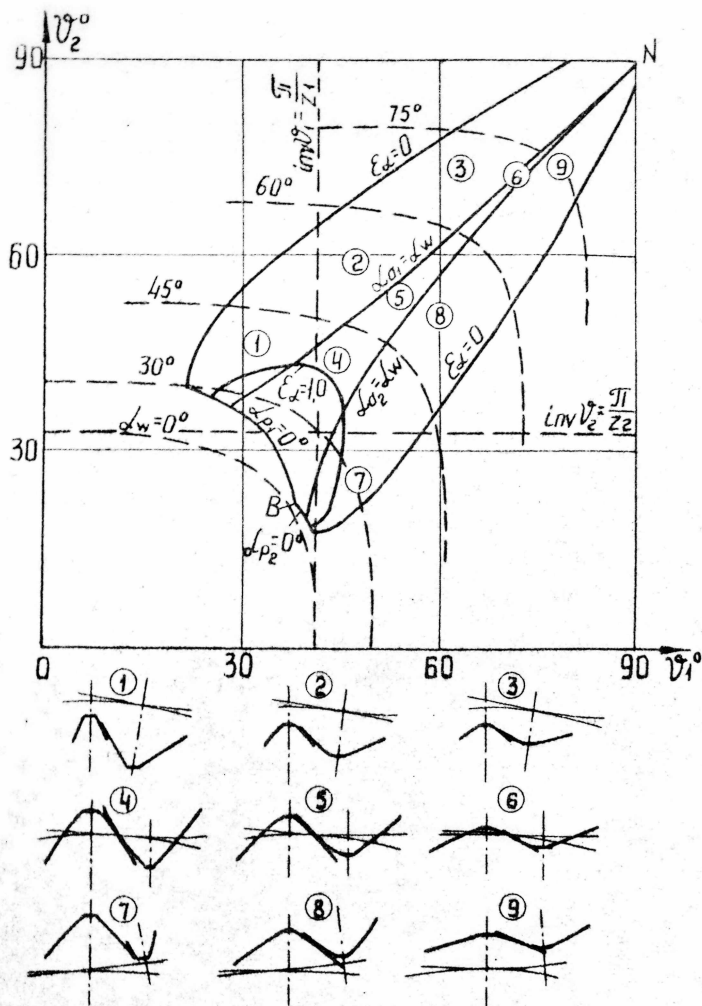


Рис. 1. Область существования косозубого эвольвентного зацепления $Z_1 = 20$; $Z_2 = 42$ при $m_{a1,2} = \frac{1}{2,5 \cdot Z_{1,2}}$ и конструктивные пропорции зубцов при $a_w = \text{const}$ в различных её точках.

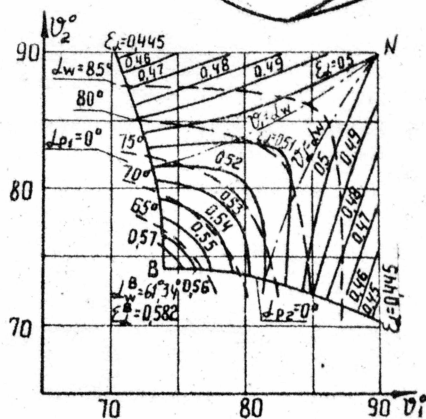
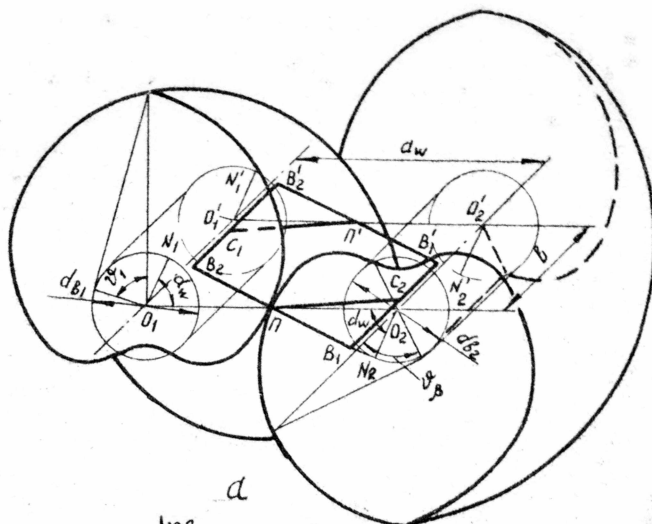


Рис. 2. Косозубая эвольвентная передача $Z_1=I$; $Z_2=I$;
 $\alpha_w=65$; $\gamma_{1,2}=75,62^\circ$; $\epsilon_a=0,559$; $\gamma_a=72,34^\circ$; $\beta_g=13,8^\circ$; $\epsilon_g=0,5$;
 $m_{a1,2}=0$; а - схема зацепления: $N_1N_1'N_2'N_2$ - плоскость зацепле-
 ния $B_1B_2B_1'B_2'$ - её активная часть; PC_2 и PC_1 - мгновенные
 линии контакта профилей; б - область существования передач
 $Z_1=I$; $Z_2=I$ при $m_{a1,2}=0$.

Произведен анализ влияния значений угла зацепления на качественные показатели и несущую способность косозубых передач. В частности, показано, что косозубые эвольвентные передачи с большим углом зацепления $\alpha_w > 45^\circ$ должны обладать повышенной изгибной и контактной прочностью зубьев. За счет увеличения приведенных радиусов кривизны в точке контакта, существенно снижаются значения коэффициентов скольжения профилей, возникают благоприятные условия для создания контактной гидродинамической пленки. В целом несущая способность передачи формируется под воздействием перечисленных положительных факторов с одной стороны и отрицательных, — связанных с ростом распорного условия с другой.

Вторая глава посвящена исследованию геометрии эвольвентных зубчатых передач с несимметричными зубьями. Здесь предложен новый способ построения несимметричных зубцов. Несимметричные зубцы, согласно этому способу, представляются образованными двумя эвольвентами, развернутыми с двух различных основных окружностей. При этом зубцы имеют одну общую окружность заострения. В качестве независимых переменных для анализа эвольвентного зацепления с несимметричными зубцами принимаются углы на окружностях заострения ν_1, ν_2 по рабочим профилям зубцов.

По сравнению с известным способом построения несимметричных зубцов из двух половин различных симметричных зубцов, новый способ имеет определенные преимущества. Для их выявления вводится понятие коэффициентов начального шага. На рис. 3 показаны схемы зацепления эвольвентных передач: а — с симметричными зубьями, б — с несимметричными зубьями, построенные по известному (первому) способу, в — с несимметричными зубьями, построенными по новому (второму) способу. Начальный шаг зацепления P_w разбивается на участки в отношении $\mathcal{X}, \mathcal{X}_a$ и $\mathcal{X}_{np}$. $\mathcal{X}$ и $\mathcal{X}_{np}$ — коэффициенты начального шага, характеризующие доли начального шага, приходящиеся на рабочие и нерабочие эвольвентные профили соответственно. $\mathcal{X}_a$ — коэффициент начального шага, который характеризует долю начального шага, приходящуюся на суммарное притупление зубьев.

Анализ различных зацеплений, представленных на рис. 3, позволяет определить соответствующим им диапазон изменения коэффициентов начального шага и в первую очередь коэффициента рабочего участка начального шага $\mathcal{X}$. Для зацепления с симметричными

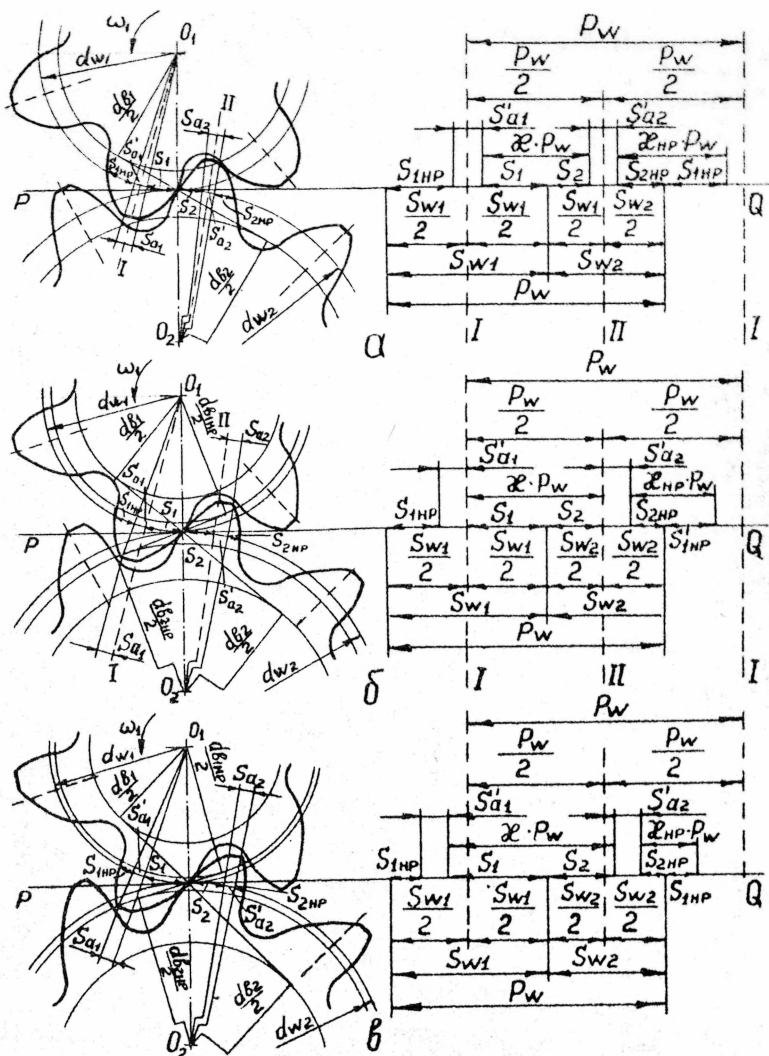


Рис.3. К определению коэффициентов начального шага:
 а - симметричное зацепление; б - несимметричное зацепление по первому способу; в - несимметричное зацепление по второму способу.

зубьями коэффициент $\mathcal{K} = \frac{1}{2}(1 - \mathcal{K}_a)$. В предельном случае при заостренных зубцах ($\mathcal{K}_a = 0$) коэффициент $\mathcal{K} = \frac{1}{2}$. Для зацепления с несимметричными зубьями (первый способ построения, рис. 3 б), когда рабочие стороны зубцов доведены до заострения $\mathcal{K} = \frac{1}{2}$ при достаточном притуплении зубьев $\mathcal{K}_a > 0$, а коэффициент $\mathcal{K}_{np} = \frac{1}{2} - \mathcal{K}_a$. В отличие от первого способа построения эвольвентное зацепление с несимметричными зубьями, построенными по второму способу (рис. 3 в) позволяет реализовать коэффициент рабочего участка начального шага $\mathcal{K} > \frac{1}{2}$ при $\mathcal{K}_a > 0$, что, в свою очередь, дает возможность улучшить качественные показатели передач в основном (рабочем) направлении вращения. В частности, угол зацепления в прямозубой несимметричной передаче по рабочим профилям может быть $\alpha_w > 45^\circ$.

Коэффициенты начального шага $\mathcal{K}$, $\mathcal{K}_a$ и $\mathcal{K}_{np}$ также, как и коэффициент $K = d_{np}/d_g$, могут характеризовать степень симметрии зубцов в передаче. В связи с этим исследование функций несимметричного зацепления и построение областей существования производится как при $K = const$ и $m_{a1,2} = const$, так и при $\mathcal{K}$ и $\mathcal{K}_{np} = const$.

Анализ функций несимметричного зацепления показал дополнительную возможность улучшения качественных показателей зубчатых передач в рабочем направлении вращения за счет применения зубьев со скошенной под углом вершиной и подрезом эвольвентного профиля у основания зубьев с нерабочей стороны.

Исследовано влияние на качественные показатели передач с несимметричными зубьями коэффициента асимметрии K и коэффициентов начального шага $\mathcal{K}$, $\mathcal{K}_a$ и $\mathcal{K}_{np}$ и определены предельные параметры несимметричного зацепления. В частности показано, что у эвольвентного несимметричного зацепления при $Z_c = Z_1 + Z_2 \rightarrow \infty$ $\mathcal{E}_\alpha = 1,0$ и $\mathcal{E}_{\alpha np} = 1,0$, $m_{a1,2} = 0$ предельные значения углов зацепления соответственно по рабочим и нерабочим профилям зубьев равны $\alpha_w = \arctg K$ и $\alpha_{wnp} = \arctg \frac{1}{K}$.

Построена пространственная область существования цилиндрических зубчатых передач с несимметричными зубьями в системе координат U_1 , U_2 и K . Показано, что прямозубые передачи существуют в интервале $1,0 \leq K \leq K_{пред}$, при $K > K_{пред}$ могут быть реализованы только косозубые передачи.

Рассмотрены возможности реализации некоторых вариантов эвольвентных зубчатых передач с несимметричными зубьями.

Исследованы прямозубые эвольвентные зубчатые передачи с $\varepsilon_{\alpha} = 1,05$ и углами зацепления по рабочим профилям зубьев $\alpha_w = 45 + 55^{\circ}$. Эти передачи имеют качественные показатели на уровне косозубых передач фирмы "Rolling Contact" и при этом лишены их основных недостатков, — осевых нагрузок в зацеплении и жестких под нагрузкой зубьев.

Анализ прямозубых несимметричных передач с коэффициентом торцевого перекрытия $\varepsilon_{\alpha} > 2$ показал возможность дополнительного увеличения угла зацепления по рабочим профилям зубьев α_w за счет уменьшения $\alpha_{w_{нр}}$. Так при $\varepsilon_{\alpha} = 2,05$ и $\alpha_{w_{нр}} = 20^{\circ}$ (что обеспечивает удовлетворительные условия работы передачи при реверсе) угол зацепления α_w по сравнению с передачами, имеющими симметричные зубья, может быть увеличен на $1,5 + 2^{\circ}$ и достигать значений $\alpha_w = 24 + 26^{\circ}$. При дальнейшем уменьшении угла зацепления по нерабочим профилям и применяя зубья со скошенными под углом вершинами и подрезом у основания нерабочих профилей зубьев можно при достаточно большом числе зубьев в передаче ($Z_c \geq 100$) довести угол зацепления до значений $\alpha_w = 28 + 30^{\circ}$ сохраняя $\varepsilon_{\alpha} > 2,0$.

В третьей главе рассмотрены вопросы изготовления и контроля зубчатых колес. Предложено в условиях опытного производства для окончательной обработки профиля переходной кривой и предварительной обработки эвольвентного профиля несимметричных зубчатых колес с поднутренным основанием зубьев использовать дисковые фрезы определенной установки. Исследовано станочное зацепление производящего контура определенной установки с заготовкой зубчатого колеса. Разработана оборотная конструкция фрезы определенной установки, позволяющая за счет замены режущих элементов обрабатывать зубчатые колеса в широком диапазоне изменения их параметров.

Рассмотрено станочное зацепление простого несимметричного ПРК с заготовкой. Даны рекомендации по шлифованию зубчатых колес с несимметричными зубьями на станках типа "МААГ" и "Leisha ver".

Разработан способ обработки эвольвентной поверхности зубьев на токарно-заточном станке. Особенностью способа является независимость параметров изделия (зубчатого колеса) от параметров производящего контура инструмента, в частности резца. Таким способом были изготовлены зубчатые колеса с числами зубьев $Z = 1; 2; 9$ и 12 .

Приведена методика определения исполнительных размеров несимметричных зубчатых колес вне зависимости от параметров производящего контура.

В четвертой главе приведены примеры проектирования зубчатых передач с несимметричными зубьями. В частности, разработана планетарная передача с несимметричными зубьями, имеющая в рабочем направлении вращения во внешнем зацеплении $\alpha_{w1-2} = 33^\circ$, $\varepsilon_{\alpha 1-2} = 1,39$ и во внутреннем зацеплении $\alpha_{w2-3} = 24^\circ$, $\varepsilon_{\alpha 2-3} = 1,77$.

Для снижения уровня виброактивности редуктора привода электрогенератора была спроектирована и изготовлена зубчатая передача с несимметричными зубьями, имеющая угол зацепления $\alpha_w = 41^\circ$ и глубоко поднутренные основания зубьев с нерабочих сторон.

Сравнительные испытания показали, что уровень вибраций корпуса редуктора на рабочем режиме при испытании экспериментальной передачи с несимметричными зубьями был более, чем в два раза ниже вибраций при испытании серийной передачи с симметричными зубьями.

В приложении к диссертации приведены таблицы функций несимметричного зацепления и их производных, программы расчетов точек изолиний областей существования несимметричных косозубых зубчатых передач и программы расчета геометрии несимметричных зубчатых передач внешнего и внутреннего зацепления для ЭИВМ "МИР"-I, а также методика и пример геометрического расчета косозубой эвольвентной передачи с несимметричными зубьями и соответствующего производящего реечного контура.

ВЫВОДЫ

В диссертации геометрическая теория эвольвентного зацепления в обобщающих параметрах распространена на более общий случай цилиндрических передач-косозубые эвольвентные зубчатые передачи

внешнего зацепления с симметричными и несимметричными зубьями.

При анализе косозубого эвольвентного зацепления введена дополнительная независимая переменная — угол ψ_β , характеризующая угловой сдвиг противоположных торцевых сечений. Исследованы функции зацепления и построены области существования косозубого зацепления на поле независимых переменных ψ_1, ψ_2 . Рассмотрены свойства косозубых передач при $\varepsilon_\alpha < 1,0$. В частности, получена косозубая передача с минимальным числом зубьев $Z_{1,2} = 1$. Показано влияние угла зацепления на качественные показатели косозубых передач.

Разработан способ построения и описания эвольвентного зацепления с несимметричными зубьями. Введение коэффициентов начального шага позволило расширить представление о возможностях несимметричных прямозубых передач, улучшить их качественные показатели. Показана возможность получения прямозубых передач с $\alpha_w > 45^\circ$. Определены предельные параметры прямозубых передач с несимметричными зубьями. Исследованы функции несимметричного эвольвентного зацепления и построены области существования. Построена пространственная область существования эвольвентных зубчатых передач с несимметричными зубьями в системе координат ψ_1, ψ_2 и K .

Показана возможность использования дисковых фрез определенной установки для зубофрезерования высоконапряженных эвольвентных зубчатых колес с несимметричными зубьями. Даны рекомендации по шлифованию эвольвентных профилей несимметричных зубьев. Предложен способ обработки эвольвентной поверхности зубчатых колес на токарно-заточном станке. Определены исполнительные размеры несимметричных зубчатых колес вне зависимости от параметров производящего контура.

Экспериментально показана возможность снижения виброактивности редукторов за счет применения зубчатых колес с несимметричными зубьями.

Разработана методика геометрического расчета косозубых передач с несимметричными зубьями (наиболее общего случая цилиндрических эвольвентных передач) и соответствующего производящего реечного контура. Составлены программы расчета точек изогнутых областей существования косозубых передач с несимметричными зубьями и программы геометрического расчета таких передач на ЭЦМ "МИР - 1".

Основные положения диссертации отражены в следующих работах:

1. Геометрическая теория цилиндрических эвольвентных косозубых зубчатых передач в обобщающих параметрах.

Отчет/ЦИАМ. Руководитель темы Э.Б. Вулгаков. Исполнитель А.Л. Капелевич. ГР МУ72008, инв. № 9524.-М., 1981, - 95с.

2. Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л. Область существования косозубого зацепления. - Вестник машиностроения, 1980, № 7, с. 9-11.

3. Вулгаков Э.Б., Капелевич А.Л. Возможности косозубого зацепления. - Вестник машиностроения, 1982, № 3, с. 12-14.

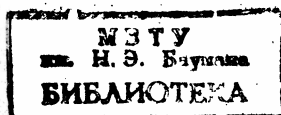
4. А.С. 912981 (СССР). Зубчатая передача/ Э.Б. Вулгаков, А.Л. Капелевич. - Опубл. в Б.И., 1982, № 10, с. 159.

5. А.С. 1060835 (СССР). Зубчатая передача/Э.Б. Вулгаков, А.Л. Капелевич. - Опубл. в Б.И., 1983, № 46, с. 126.

6. А.С. 1060839 (СССР). Зубчатая передача/Э.Б. Вулгаков, А.Л. Капелевич. - Опубл. в Б.И., 1983, № 46, с. 127.

7. Исследование виброактивности зубчатых передач с несимметричным профилем зубьев. Отчет/ЦИАМ. Руководитель темы Э.Б. Вулгаков. Исполнители А.Л. Капелевич, А.В. Климов. ГР № У72008, инв. № 10075.-М., 1984, - 31с.

8. Положительное решение НИИППЗ от 14.VI.1984г. Зубчатая передача / Э.Б. Вулгаков, А.Л. Капелевич, В.М. Ананьев, С.В. Луневич, Т.А. Новикова, В.П. Сорогин, А.Г. Цукерман.



Зак. 1426. Д-83392 от 9.10.84, тираж 100 экз.,
объем 1 п. л. Типография МВТУ им. Н.Э. Баумана.