



20.22  
21

Работа выполнена на  
технология обработки м  
государственного университ

ЛННБ України ім.В.Стефаніка



00761597 (Z)

Научные руководители:

профессор Дорошко В.И.,  
доктор технических наук,  
профессор Шишов В.П.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук,  
профессор Грибанов В.М.,  
кандидат технических наук,  
Чердниченко С.П.

Ведущая организация -

ПО "Лугансктепловоз".

Защита состоится "21" декабря 1995 г. в 14 час. на заседании  
специализированного совета К 18.02.03. Восточноукраинского  
государственного университета по адресу: 348034, г. Луганск, квартал  
Молодежный, 20а.

Справки по телефону: (0642) 46 - 67 - 88.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке  
Восточноукраинского государственного университета.

Автореферат разослан "20" ноября 1995г.

Ученый секретарь  
специализированного совета,  
кандидат технических наук,  
доцент

Л.А. Рябичева

ЛННБ ім. В. Стефаніка  
АН України

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Современное машиностроение предъявляет высокие требования к цилиндрическим зубчатым передачам, характеристиками которых в значительной мере определяется эффективность машин.

Известно, что существенное влияние на и изгибную усталостную прочность зубьев оказывают геометрия используемого исходного контура, материал и технология изготовления передач, вид и качество обработки, конфигурация волокон, глубина цементации и закаленного слоя, твердость рабочей поверхности, впадины и сердцевины зубьев, различные виды упрочнения.

Исследованию прочности зубчатых передач, определяющих основное комплексное свойство - надежность, посвящены многочисленные теоретические и экспериментальные работы как в нашей стране, так и за рубежом. Решением этих актуальных задач является повышение нагрузочной способности передач, улучшение их динамических характеристик, разработка новых разновидностей передач с улучшенными геометро-кинематическими характеристиками и создание новых эффективных технологий изготовления шестерен.

В настоящее время находят применение зубчатые передачи Новикова. Они позволяют решать целый ряд сложных задач в области конструирования наиболее совершенных машин. Зубчатые передачи Новикова обладают повышенной нагрузочной способностью, они передают нагрузку с низкими потерями мощности и находят применение в высоконагруженных приводах машин и редукторах общего назначения. Существующая тенденция к применению зубчатых передач с высокой твердостью рабочих поверхностей требует дальнейшего повышения изломной прочности зубьев передач, в том числе и передач с зацеплением Новикова. Передачи Новикова, зубья колес которых нарезаны инструментом с геометрией известных исходных контуров, в рабочем зацеплении имеют размеры мгновенного пятна контакта значительно меньше ширины зубчатых колес, что приводит к существенной

концентрации нагрузки и, как следствие, к неполному использованию нагрузочной способности колес, определяемой из условия изломной прочности зубьев.

В связи с этим синтез и анализ зубчатых цилиндрических передач с почти линейным контактом рабочих поверхностей, когда мгновенная площадка контакта зубьев имеет длину не менее осевого шага по ширине зубчатых колес, и разработка технологического процесса штамповки шестерен с зубьями повышенной точности с применением операции калибровки являются важными и актуальными задачами.

Широко применяемые в промышленности малопроизводительные процессы формообразования зубчатых колес резанием, требующие использования высококвалифицированного персонала, дорогостоящих станков, инструмента и связанные с большими потерями металла, постоянно выдвигали потребность их изменения. Поэтому поиски коренного изменения технологии изготовления зубчатых колес ведутся в направлении использования методов обработки металлов давлением.

Изготовление зубчатых колес пластическим деформированием наряду с экономией металла, увеличением производительности и снижения себестоимости обеспечивает повышение их эксплуатационных характеристик за счет упрочнения металла и формообразования волокон в выгодном для повышения усталостной прочности зубьев направлении; точность геометрических размеров и чистота поверхности может быть достигнута более высокая, чем при резании.

Однако, несмотря на существенные преимущества, методы изготовления зубчатых колес пластическим деформированием пока находят ограниченное применение. Это связано с рядом проблем, основными из которых являются низкая стойкость деформирующего инструмента, недостаточная стабильность размеров обрабатываемых изделий и др.

Таким образом, задача изыскания новых эффективных методов изготовления точных заготовок зубчатых колес пластическим деформированием также является актуальной.

**Цель работы:** повышение нагрузочной способности зубчатых передач за счет синтеза рациональной геометрии поверхностей зубьев колес и разработка технологии точной штамповки шестерен с зубьями.

**Методы исследования.** Теоретические методы базируются на уравнениях теории зацепления и теории упругости. При этом в работе используются аналитические методы математического анализа, дифференциальных уравнений, линейной алгебры, дифференциальной геометрии и теории поверхностей.

В основу теоретических исследований напряженно деформированного состояния при штамповке положены методы теории пластичности математического моделирования на ЭВМ. Экспериментальные методы содержали измерение усилий калибровки с помощью тензометрии. Точность эксперимента оценена методами математической статистики.

**Научная новизна.** Разработана теория обобщенной производящей поверхности и получены обобщенные зависимости геометрико-кинематических показателей зубчатых цилиндрических передач.

Разработана методика синтеза зубчатых цилиндрических передач по заданным показателям работоспособности, на этой основе синтезированы и исследованы новые зубчатые передачи с почти линейным контактом зубьев.

Разработана методика расчета напряжений и деформирующего усилия в процессах калибровки зубьев шестерни радиальным выдавливанием путем раздачи центрального отверстия в заготовке коническим пуансоном.

**Практическая ценность** исследований заключается в разработке практических методов синтеза высоконагруженных зацеплений по показателям нагрузочной способности, с обеспечением при этом геометрии зубьев, отвечающей условиям действия высоких нагрузок; создании математической модели и алгоритмов синтеза передач с почти линейным контактом зубьев; разработке геометрии исходного контура для нарезания зубьев таких передач; разработке и реализации опытных образцов синтезированных передач; разработке и реализации на ЭВМ методики

проектирования технологии штамповки зубчатых колес повышенной точности; создании технологического процесса штамповки шестерен с применением предварительного формообразования порошковых материалов и последующей калибровки зубьев радиальным выдавливанием, обеспечивающего достижение 8 - 9 степени точности размеров зубьев.

Реализация работы в промышленности. Разработанные зубчатые передачи Новикова с почти линейным контактом зубьев внедрены в редукторы приводов толкателя вагонов, эксплуатируемых на Суходольской ЦОФ (Луганская обл.), что позволило увеличить долговечность зубчатых колес редукторов в 1,5 - 2,5 раза.

Разработанная технология изготовления зубчатых колес внедрена на малом предприятии "ВОЗВРАТ-3". Экономический эффект от внедрения составил 15,27 тыс.руб (в ценах 1991 года) за счет повышения качества изделий и уменьшения брака в производстве.

Апробация работы. Результаты проведенной работы докладывались на научно-технической конференции "Совершенствование методов расчета конструирования и зубообработки цилиндрических и конических зубчатых, спирондальных, гипондных и червячных передач" (г. Ижевск, 1989); на республиканской межвузовской конференции "Автоматизация технологической подготовки производства в машиностроении и приборостроении" (г. Ворошиловград, 1989); на республиканской научно-технической конференции "Проблемы повышения прочности и надежности элементов конструкции и приводов в машиностроении" (г. Харьков, 1990); на республиканской научно-технической конференции "Научные достижения и опыт машиностроения - народному хозяйству" (г. Харьков, 1991); на объединенном научном семинаре кафедр МиТОМД и ДМ ВУГУ (г. Луганск, 1995).

Публикации. Основное содержание диссертации изложено в 7 опубликованных работах.

Структура и объем работы. Работа состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы и приложения. Диссертация содержит 132 страницы машинописного текста, 10 таблиц, 44 рисунка. Библиография включает 102 наименования.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ДИССЕРТАЦИИ

Введение. Обоснована актуальность работы, кратко изложены основные результаты исследований, которые выносятся на защиту.

Глава 1. Состояние и основные направления исследований зубчатых цилиндрических передач.

Приводятся результаты экспериментальных и теоретических работ по геометрии цилиндрических зубчатых передач, т.к. геометрия цилиндрической зубчатой пары, а именно - ее исходный контур является основным фактором, определяющим работоспособность и качество зубчатой передачи в целом. Большое количество работ по исследованию геометрии цилиндрических зубчатых передач свидетельствуют о научном интересе к изысканию путей повышения качественных характеристик зубчатых передач. Решение задачи повышения прочности передач может быть осуществлено за счет синтеза геометрии зацепления по предварительно заданным эксплуатационным показателям.

Синтез передач по заданным показателям работоспособности в современной теории зубчатых зацеплений осуществляется в двух вариантах. Согласно первому варианту задача синтеза состоит в определении поверхности зубьев, которые обладают некоторыми заданными характеристиками. Другой метод синтеза основан на решении системы дифференциальных уравнений, устанавливающих связь между геометрической формой рабочих поверхностей зубьев и качественными показателями работоспособности зацепления.

Часть работ относится к исследованию передач с двумя и более линиями контакта. Перспективными в этом направлении являются зубчатые цилиндрические передачи с почти линейным контактом зубьев.

Изготовление зубчатых колес представляет сложную трудоемкую отрасль. Недостатки, присущие способам изготовления зубчатых колес резанием, определяют необходимость создания новых технологических процессов формирования зубьев, обеспечивающих повышение нагрузочной способности зубчатых передач, повышение их прочности и эксплуатационной надежности при одновременном уменьшении расхода

металла и снижении себестоимости. Поиски новых технологических приемов проводятся в основном в направлении использования методов обработки металлов давлением, в частности, штамповки выдавливанием.

Существующие теоретические исследования процессов штамповки шестерен с зубьями не затрагивают способ формообразования шестерен, при котором заполнение зубьев осуществляется путем радиального течения металла за счет раздачи отверстия в заготовке, т.е. этот процесс теоретически не рассмотрен и математические модели для определения напряжений и усилий отсутствуют.

На основании результатов проведенного анализа и в соответствии с целью работы поставлены следующие основные задачи исследования:

- исследовать геометрию и получить обобщенные зависимости геометро-кинематических показателей зубчатых передач;
- получить и исследовать геометро-кинематические показатели дозаполосных передач с почти линейным контактом зубьев;
- разработать методику синтеза передачи по заданным геометро-кинематическим показателям;
- исследовать и оценить прочность зубчатых передач с почти линейным контактом зубьев;
- разработать и исследовать технологический процесс штамповки шестерен;
- разработать методику автоматизированного проектирования операций калибровки.

Глава 2. Исследование геометро-кинематических показателей цилиндрических зубчатых передач, спрофилированных обобщенным исходным контуром.

Решение задачи создания рациональных высокоэкономичных форм зубьев передач, связано с задачей отыскания соответствующих геометрических форм режущих кромок инструмента и, следовательно, геометрических параметров исходного контура. Для проведения исследований передач зацеплением в общем виде введено понятие обобщенного исходного контура режущего инструмента.

Обобщенным исходным контуром режущего инструмента будем называть исходный контур, профиль которого очерчен произвольной кривой. Уравнение профиля обобщенного исходного контура в параметрическом виде можно записать:

$$\begin{aligned} x_p &= f_1(\lambda); \\ y_p &= f_2(\lambda); \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\lambda$  - переменная величина;

$f_1(\lambda), f_2(\lambda)$  - произвольные, необходимое число раз дифференцируемые функции.

Обобщенной производящей поверхностью назовем поверхность, профили зубьев которой в нормальном торцовом или другом каком-либо сечении соответствуют обобщенному исходному контуру. Уравнение кривой, определяющей форму зубьев производящей поверхности в общем виде можно задать как

$$r_0 = r_0(\mu) = x_0(\mu)\bar{e}_1 + y_0(\mu)\bar{e}_2 + z_0(\mu)\bar{e}_3; \quad (2)$$

где  $\mu$  - переменная величина;

$\bar{e}_1, \bar{e}_2, \bar{e}_3$  - орты осей координат.

Очевидно, вид кривой и ее уравнение будут определяться видом режущего инструмента. Например, для косозубой рейки (2) есть прямая, для косозубого долбяка - винтовая линия.

Рассмотрены цилиндрические зубчатые передачи, нарезаемые реечным инструментом методом огибания. При этом будем полагать, что поверхность реечного инструмента имеет в нормальном сечении профиль, соответствующий обобщенному исходному контуру (1). Зубья реечного инструмента в продольном направлении будем принимать очерченными произвольной плавной кривой. Ее уравнение в общем виде будем иметь вид

$$\begin{aligned} x_n &= f_1(\lambda); \\ y_n &= y_0(\mu) + f_2(\lambda)\cos\beta; \\ z_n &= z_0(\mu) - f_2(\lambda)\sin\beta. \end{aligned} \quad (3)$$

В неподвижной системе координат уравнение производящей поверхности имеет вид

$$\begin{aligned}x &= f_1(\lambda); \\y &= y_0(\mu) + f_2(\lambda) \cos \beta - R_1 \varphi_1; \\z &= z_0(\mu) - f_2(\lambda) \sin \beta.\end{aligned}\quad (4)$$

Уравнение станочного зацепления

$$\begin{aligned}F_1 = \bar{e}_1 \bar{v}^{(P_1)} &= \frac{[-\bar{y}_0(\mu) - f_2 \cos \beta + R_1 \varphi_1](-f_2') + f_1 f_1' \cos \beta}{\sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}} = 0; \\F_2 = \bar{e}_2 \bar{v}^{(P_2)} &= \frac{[\bar{y}_0(\mu) + f_2 \cos \beta - R_2 \varphi_2](-f_2') - f_1 f_1' \cos \beta}{\sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}} = 0\end{aligned}\quad (5)$$

Для определения толщины зубьев при расчете их на изгиб, а также при определении контрольных размеров в процессе нарезания передач, необходимо иметь уравнения поверхностей зубьев шестерни и колеса. Эти уравнения можно получить, совершая переход от неподвижной системы координат к системам координат, связанным соответственно с нарезаемыми шестерней и колесом.

Уравнение поверхности зубьев шестерни

$$\begin{aligned}X_1 &= [f_1 + R_1] \cos \varphi_1 + \Omega_1 \cos \beta \sin \varphi_1; \\Y_1 &= [f_1 + R_1] \sin \varphi_1 - \Omega_1 \cos \beta \cos \varphi_1; \\Z_1 &= Z_0(\mu) - f_2 \sin \beta.\end{aligned}\quad (6)$$

Уравнение поверхности зубьев колеса

$$\begin{aligned}X_1 &= [f_1 - R_2] \cos \varphi_2 - \Omega_1 \cos \beta \sin \varphi_2; \\Y_2 &= [f_1 - R_2] \sin \varphi_2 - \Omega_1 \cos \beta \cos \varphi_2; \\Z_1 &= Z_0(\mu) - f_2 \sin \beta.\end{aligned}\quad (7)$$

Для качественной оценки работоспособности зубчатых передач использованы следующие геометро-кинематические показатели:

- относительная скорость рабочих поверхностей;
- суммарная скорость качения;

- угол между направлением линии контакта и вектором скорости скольжения;

- приведенная кривизна в направлении, перпендикулярном контактной линии;

- удельное скольжение;

- длина линии контакта поверхностей зубьев и др.

Получены соотношения, определяющие указанные показатели для цилиндрических передач общего вида. Каждый из этих показателей будет зависеть от функций и производных функций, определяющих обобщенную производящую поверхность.

Относительная скорость является одним из показателей интенсивности и характера износа рабочей поверхности зубьев

$$\bar{V}^{(12)} = (\omega_1 + \omega_2) f_1(\lambda) \sqrt{\left[ \frac{f_1'}{f_2'} \right] \cos^2 \beta + 1} \quad (8)$$

Суммарная скорость перемещения точек контакта в направлении, перпендикулярном линии контакта при  $\omega_1 = 1$  рад/с

$$u_\tau = u_{\tau 1} + u_{\tau 2} =$$

$$= \frac{\left\{ [f_1'(\lambda)]^2 + [f_2'(\lambda)]^2 \right\}^{1/2} \left\{ 2R_1 + \frac{f_1(\lambda)}{f_2(\lambda)} \left[ \Omega_2' \cos \beta + f_2'(\lambda) \sin^2 \beta \right] \right\} \left( 1 - \frac{1}{u} \right)}{\left\{ (\Omega_2')^2 \cos^2 \beta + \left\{ [f_1'(\lambda)]^2 + [f_2'(\lambda)]^2 \right\} \sin^2 \beta \right\}^{1/2}}; \quad (9)$$

где  $u = \omega_1 / \omega_2$  - передаточное число зубчатой пары.

Величина угла между относительной скоростью рабочих поверхностей зубьев и направлением линий контакта оказывает влияние на образование масляного клина между контактирующими поверхностями. Чем ближе угол по своей величине к  $90^\circ$ , тем лучше условия для смазки контактирующих поверхностей. Тангенс угла в общем случае

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{\left\{ [f_1'(\lambda)]^2 + [f_2'(\lambda)]^2 \right\}^{1/2} \left( \Omega_2' \cos \beta + f_2'(\lambda) \sin^2 \beta \right)}{\left\{ f_2'(\lambda) \Omega_2' - \left[ [f_1'(\lambda)]^2 + [f_2'(\lambda)]^2 \right] \right\} \sin \beta \cos \beta} \quad (10)$$

Приведенная кривизна является одним из показателей работоспособности, влияющих на контактную прочность поверхностей зубьев. Чем меньше приведенная кривизна, тем больше площадь соприкосновения поверхностей зубьев, а, следовательно, меньше контактные разрушения зубьев.

$$\mathcal{H}_{\text{пр}} = \mp \frac{f_2'(\lambda)}{\left\{ [f_1'(\lambda)]^2 + [f_2'(\lambda)]^2 \right\}^{3/2}} \times \left\{ [f_1'(\lambda)]^2 + [f_2'(\lambda)]^2 \right\} \sin^2 \beta + (\Omega_2')^2 \cos^2 \beta \times \left[ R_1 + \frac{f_1(\lambda)}{f_2'(\lambda)} \sin^2 \beta + \Omega_2' \cos^2 \beta \right] \left[ R_2 - \frac{f_1(\lambda)}{f_2'(\lambda)} \sin^2 \beta + \Omega_2' \cos^2 \beta \right] \quad (11)$$

Для объективной оценки износа зубьев применяются коэффициенты удельных скольжений

$$\eta = \pm \frac{u+1}{u \left\{ \frac{R_1 f_2'(\lambda)}{f_1(\lambda) [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(\lambda) \sin^2 \beta]} \pm 1 \right\}} \quad (12)$$

Контактная прочность поверхностей зубьев цилиндрических зубчатых передач в существенной мере зависит от длины контактной линии. Длину контактной линии с целью упрощения будем определять, исходя из условия, что она расположена на поверхности одного зуба.

$$L = \left[ \Omega_2'(\lambda_2) - \Omega_2'(\lambda_1) \right] \operatorname{ctg} \beta \cos \beta + \left( f_2(\lambda_2) - f_2(\lambda_1) \right) \sin \beta \quad (13)$$

### Глава 3. Синтез новых разновидностей цилиндрических передач.

Получены дифференциальные уравнения для синтеза цилиндрических зубчатых передач различного вида по заданным показателям работоспособности. Рассмотрены случаи, когда заданы: длина линии зацепления; относительная скорость; угол между вектором скорости скольжения и контактной линией; коэффициенты удельных скольжений; суммарная скорость движения точек контакта; приведенная кривизна поверхности зубьев.

Известны исходные контуры дозаполосных зубчатых передач, имеющих выпуклую головку, вогнутую ножку и сопряженный с ними переходной участок. Недостатком зубчатых колес, спрофилированных данным контуром, является неполное использование изломной прочности зубьев из-за малых размеров по длине зубьев мгновенной площадки контактирующих рабочих поверхностей зубьев колес.

Повышение изломной прочности зубьев и понижение виброактивности дозаполосных передач можно обеспечить передачей, имеющей зубья, спрофилированные исходным контуром, геометрические параметры головки профиля которого удовлетворяют соотношению

$$\frac{h_a}{\sin \alpha_2} - \frac{h_1}{\sin \alpha_1} \geq \frac{\pi m}{2} \cdot \frac{\cos 0,5(\alpha_2 + \alpha_1)}{\cos 0,5(\alpha_2 - \alpha_1) \cos^2 \beta}; \quad (14)$$

где  $m$  - модуль в нормальном сечении;

$h_a$  - высота головки;

$h_1$  - высота, ограничивающая рабочий участок профиля со стороны, прилегающей к делительной прямой;

$\alpha_n$  - угол давления;

$\alpha_1, \alpha_2$  - минимальный и максимальный углы рабочего участка профиля головки.

Выполнение исходного контура с такими геометрическими параметрами обеспечивает длину каждого мгновенного пятна контакта, расположенного на головке или ножке зубьев передачи, спрофилированных контуром, не менее половины осевого шага по ширине зубчатых колес, что значительно больше, чем в передачах, зубья которых спрофилированы известными исходными контурами. Увеличение длины мгновенного пятна контакта обеспечивает более равномерное распределение напряжений изгиба зубьев, что приводит к повышению изломной прочности дозаполосной передачи с почти линейным контактом зубьев.

На рис.1 изображен исходный контур для профилирования зубьев дозаполосных передач.

Мгновенное пятно контакта на головке или ножке зубьев, спрофилированных исходным контуром, параметры которого

удовлетворяют соотношению (14), по ширине зубчатых колес имеет длину не менее половины осевого шага  $I_n = I_r \geq 0,5t_n$ ;

где  $t_n$  - осевой шаг, равный  $\pi m / \sin \beta$ .

Увеличенная длина пятна контакта обеспечивает также более плавное пересопряжение зубьев, что способствует снижению вибраций и уровня шума таких передач. Применение таких дозаполусных передач обеспечивает повышение нагрузочной способности и надежности механизмов с зубчатыми передачами, что снижает расходы на изготовление, техническое обслуживание и ремонт, а также позволяет снизить массу в сравнении с известными передачами при одинаковых передаваемых крутящих моментах.

**Глава 4.** Исследование геометро-кинематических показателей и оценка прочности передач с почти линейным контактом зубьев.

На основе разработанной методики и алгоритма синтеза зубчатых передач синтезированы параметры исходных контуров для профилирования зубьев передач с почти линейным контактом зубьев. Разработана и реализована на ЭВМ программа вычисления параметров исходных контуров. Анализ полученных вариантов показывает, что наиболее приемлемыми параметрами исходного контура являются параметры, которые обеспечивают геометрию зубьев, отвечающей условиям действия высоких нагрузок (таблица 1).

Таблица 1.  
Параметры исходных контуров зубчатых передач с почти линейным контактом зубьев

Параметр	Значение	
	I вариант	II вариант
$\beta$	16,25°	16,25°
$\alpha_1$	25°	20°
$\alpha_2$	35°	30°
a	2,191	1,67
h	0,519	0,523
b	4,189	4,877
$r_p$	5,42	5,19
$r_F$	5,96	5,71
$a_1$	2,461	1,889
$b_1$	4,628	4,588

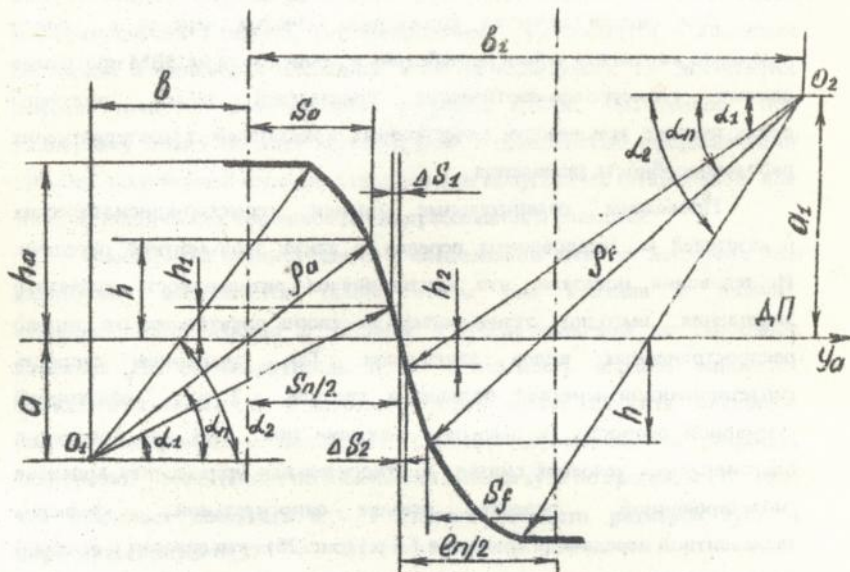


Рис. 1. Исходный контур для профилирования зубчатых передач с почти линейным контактом зубьев.

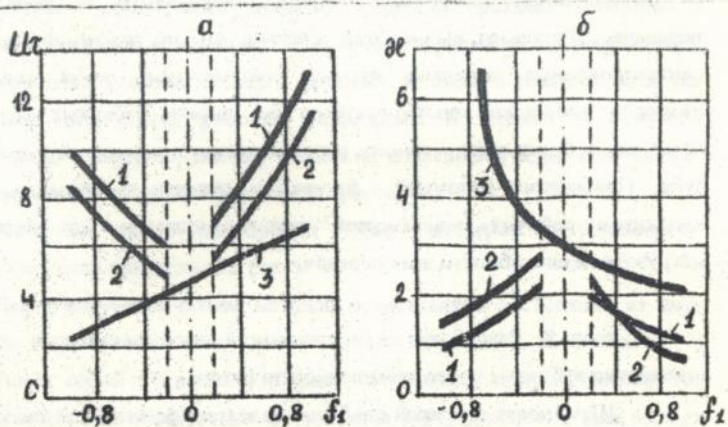


Рис. 2. Суммарная скорость движения (а) и относительная

кривизна (б):

- 1 - для синтезированной передачи при  $\alpha_1 = 25^\circ$ ;
- 2 - для синтезированной передачи при  $\alpha_1 = 20^\circ$ ;
- 3 - для эвольвентной передачи.

Для оценки качества зацепления зубчатых передач с почти линейным контактом зубьев разработана и реализована на ЭВМ программа расчета геометро-кинематических показателей зубьев, получены аналитические зависимости качественных показателей, характеризующих работоспособность зацепления.

Проведены сравнительные оценки геометро-кинематических показателей синтезированных передач, а также эвольвентной передачи. Исследования показали, что синтезирована разновидность зубчатого зацепления, выгодно отличающаяся по своим показателям от широко распространенных видов зацепления. Так, суммарная скорость синтезированной передачи больше в среднем в 2 раза аналогичной суммарной скорости эвольвентной передачи (рис. 2а), что говорит о благоприятных условиях смазки. А относительная приведенная кривизна синтезированной передачи меньше относительной кривизны эвольвентной передачи (в среднем в 1,6 р.) (рис. 2б) - это говорит о высокой контактной прочности синтезированной передачи.

Проведен сравнительный расчет изгибающих напряжений передач с почти линейным контактом рабочих поверхностей и эвольвентной передачи. Результат вычислений показал, что по изломной прочности синтезированные передачи прочнее эвольвентных из-за увеличения размеров площадки контакта зубьев по ширине зубчатых колес, что приводит к более равномерному распределению напряжений у основания зуба. Повышение изломной прочности передач с почти линейным контактом рабочих поверхностей дает возможность для повышения нагрузочной способности этих передач.

**Глава 5.** Разработка и исследование технологического процесса штамповки зубчатых колес повышенной точности.

Штамповка шестерен с зубьями является эффективной технологией, позволяющей снижать расход металла, энергии и трудоемкость изготовления, а также повышать эксплуатационные свойства изделий.

В настоящей работе предлагается технология изготовления зубчатых колес с разделением операций предварительного и

окончательного формообразования. При этом степень окончательного деформирования невелика, деформирование осуществляется в холодном состоянии и финишной операцией является калибровка, т.е. достигается высокая точность геометрических размеров зубьев. Заготовкой под калибровку может служить полуфабрикат с неполностью оформленными зубьями, полученный горячей, холодной или полугорячей штамповкой или же из металлических порошков после прессования и спекания.

Калибровка осуществляется в специальном штампе. Заготовка под калибровку выполняется такой, чтобы она входила в полость калибровочного штампа с зазором, обеспечивающим ее свободное введение. На ее поверхность и на поверхность штампа наносится технологическая смазка, в качестве которой может служить машинное масло с дисульфидом молибдена. Степень деформации на операции калибровки, рассчитанная по изменению высоты зуба не превышает 5...10%, что позволяет достигать 8 - 9 степени точности размеров зуба и шероховатости  $Ra=0,32$ .

В рассматриваемой технологии операция калибровки реализуется по схеме деформации зубьев с радиальным течением металла, осуществляемым под действием конического пуансона, который раздает центральное отверстие в шестерни и заставляет течь металл в радиальном направлении. При разработке технологического процесса и проектировании оснастки необходимо определить рабочие напряжения в штампе и величину максимального деформирующего усилия на последней стадии калибровки, соответствующей полному оформлению зубьев.

Расчетная схема калибровки зубьев шестерни с радиальным течением металла приведена на рис.3.

Деформируемый объем металла представляем состоящим из двух областей. В области I имеет место течение металла в зуб, область II представляет собой коническое кольцо, находящееся под внутренним (со стороны пуансона) и наружным (со стороны зуба) давлением. Для вывода расчетных формул применим метод совместного решения уравнений равновесия и пластичности. Этот метод дает достаточно надежные

результаты при определении напряжений на контактной поверхности и деформирующего усилия.

В связи с тем, что зуб шестерни имеет длину значительно большую, чем высота его, то течение металла в направлении длины будет пренебрежительно мало. Тогда, не делая большой погрешности, можно принять, что в области I металл находится в условиях плоского деформированного состояния.

Для анализа разбиваем объем области I на конечное число  $n$  элементарных объемов, заменив при этом их криволинейную конфигурацию на прямолинейную клиновую (рис.4).

Размеры элементарных блоков  $h_j, h_{j+1}, \alpha_j$  вычисляются с использованием уравнения линий контура зацепления для заданного их числа  $n$ .

Напряжения в деформированном металле при заполнении полости зуба определяем с использованием приближенных уравнений равновесия и пластичности, которые для плоского пластического течения клиновидного элементарного объема в полярных координатах  $r$  и  $\varphi$  имеют вид

$$\frac{d\sigma_r}{dh_r} + \frac{(\sigma_r - \sigma_\varphi)}{h_r} + \frac{2\tau_k}{\alpha h_r} = 0, \quad (15)$$

$$\sigma_r - \sigma_\varphi = 2k;$$

где  $\tau_k = \mu 2k$  - значение касательного напряжения на контактной поверхности;

$$k = \sigma_s / \sqrt{3} - \text{постоянная пластичности,}$$

$\mu$  - коэффициент контактного трения.

Интегрируя уравнение (15) с определением постоянной интегрирования из условия, что на левой границе элементарного клинового объема при  $h_r = h_j$  нормальные напряжения  $\sigma_r = \sigma_{r0_j}$ , получаем выражение

$$\sigma_{rj} = -2k \left( 1 + \frac{2\mu}{\alpha} \right) \ln \frac{h_r}{h_j} + \sigma_{r0_j}; \quad (16)$$

где  $j$  - номер сечения.

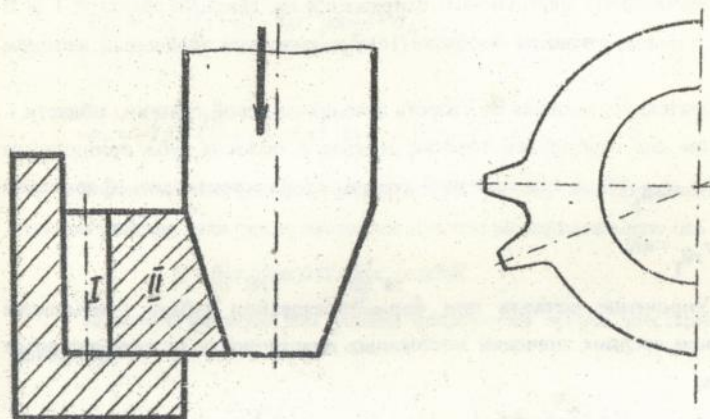


Рис. 3. Расчетная схема калибровки зубьев шестерни с радиальным течением металла.

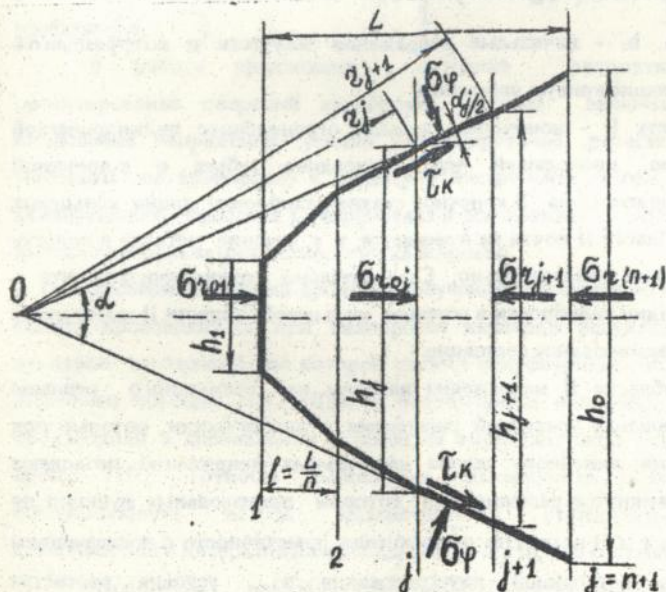


Рис. 4. Расчетная схема для области I с разбиением ее на конечное число элементарных объемов.

Вычисление нормального напряжения на границе областей I и II с использованием формулы (16) производится численным методом последовательно, начиная со второго сечения от левой границы области I. При этом для свободного течения металла в полости зуба принимается значение  $\sigma_{r0_1} = 0$ , а для конечной стадии, когда происходит оформление углов  $\sigma_{r0_1} = 4K$ .

Упрочнение металла при формообразовании зубьев учитывается принятием средних значений постоянных пластичности по элементарным объемам

$$K_{cp} = \frac{K_j + K_{j+1}}{2}; \quad (17)$$

$$\text{где } K_j = \frac{1}{\sqrt{3}} \left[ \sigma_{s0} + A \left( \frac{h_0 - h_j}{h_0} \cdot 100 \right)^{n1} \right];$$

$\sigma_{s0}$ ,  $A$ ,  $n_1$  - начальные напряжения текучести и коэффициенты, характеризующие кривую упрочнения.

Область II - коническое кольцо, ограниченное цилиндрической поверхностью, проходящей через основание зубьев и конической поверхностью Пуансона. В конечной стадии калибровки длина кольцевых волокон в области II почти не изменяется, т. к. течение металла в полость под зуб весьма незначительно. Следовательно, можно считать, что в конечной стадии калибровки в сечениях кольцевой области II имеет место плоское деформированное состояние.

В области II напряжения находим из совместного решения дифференциальных уравнений равновесия и пластичности, которые при использовании линейного закона касательных напряжений позволяют получить замкнутое решение, при котором произвольные функции по координатам  $r$  и  $\Theta$  находятся из уравнения пластичности с последующим вычислением постоянной интегрирования из условия равенства напряжений на границе областей I и II

$$\sigma_{\Theta} = 2K \left( \frac{2\mu}{\beta} + \sqrt{1-4\mu^2} \right) \ln \frac{r}{r_a} + \sigma_{r_{(n+1)}}; \quad (18)$$

$$\sigma_r = -2K \left[ \left( \frac{2\mu}{\beta} + \sqrt{1-4\mu^2} \right) \ln \frac{r}{r_a} - \sqrt{1 - \frac{4\mu\Theta}{\beta}} \right] + \sigma_{r_{(n+1)}};$$

Величину осевого деформирующего усилия, передаваемого через пуансон найдем, взяв сумму проекций всех сил на вертикальную ось

$$Q = \iint_S |\sigma_{\Theta}| \sin \beta dS + \iint_S |r_k| \cos \beta dS \quad (19)$$

Конечная формула для усилия калибровки зубьев шестерни будет иметь вид

$$Q = 2K \pi d_c \left[ \left( \frac{2\mu}{\beta} + \sqrt{1-4\mu^2} \right) \left( 2,3b_2 \ln \frac{b_2}{b_1} - b_2 + b_1 \right) + \mu H + \frac{\sigma_{r_{(n+1)}}}{2K} (b_2 - b_1) \right] \quad (20)$$

При определении напряжений на границе областей I и II выполнено решение численными методами, при этом точность зависит от количества разбиений n.

В работе предложена методика автоматизированного проектирования операций калибровки, которая включает в себя вычисление напряжений, усилий деформирования, расчета размеров заготовки под калибровку и геометрии инструмента (угол конусности калибрующего пуансона). Разработана и реализована на ЭВМ программа вычисления параметров технологии калибровки.

Экспериментальная проверка полученного решения по определению усилия производилась при калибровке шестерни редуктора стартера, исходной заготовкой для которой служил полуфабрикат, полученный из железного порошка ПЖН4Д2М и подвергшийся спеканию. Калибровку производили в специальном штампе на гидравлическом испытательном прессе П50. Точность выполнения эксперимента оценена с использованием метода математической статистики. Граница доверительного интервала данных для вероятности 0,95 составила 5,2%.

Эксперимент показал удовлетворительное совпадение расчетных данных с экспериментом. Отклонение расчетных данных от среднего значения, полученного в эксперименте, составило 15%.

Технологический процесс калибровки шестерен редуктора стартера из металлического порошка ПЖН4-2М внедрен на малом предприятии "Возврат - 3". Экономический эффект от внедрения составил 15,27 тыс. руб. (в ценах 1991г.) за счет повышения качества изделий и уменьшения брака в производстве.

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Разработана теория обобщенной производящей поверхности и получены обобщенные зависимости геометро-кинематических показателей зубчатых передач.

2. Разработаны методика и алгоритмы синтеза передач по заданным показателям работоспособности, на этой основе синтезированы новые зубчатые передачи с почти линейным контактом зубьев, отвечающие условиям действия высоких нагрузок.

3. Проведены исследования по геометро-кинематическим показателям новых зубчатых передач с почти линейным контактом зубьев.

4. Разработан технологический процесс штамповки колес повышенной точности, включающий изготовление штамповкой или из металлических порошковых материалов полуфабриката и последующую калибровку радиальным выдавливанием.

5. Выполнен теоретический анализ напряженно-деформированного состояния в процессах калибровки зубьев шестерни радиальным выдавливанием, получена формула для расчета напряжений усилия калибровки, дающая удовлетворительное совпадение расчетных данных с экспериментом.

6. Разработана методика автоматизированного проектирования операции калибровки, включающая в себя расчет параметров напряженно-деформированного состояния металла в процессе оформления зуба при калибровке, проектирование полуфабриката под калибровку, геометрии инструмента и вычисление усилия калибровки, которые могут быть использованы при разработке технологии штамповки зубчатых колес повышенной точности.

7. Синтезированные зубчатые передачи с почти линейным контактом зубьев внедрены в редукторы приводов толкателя вагонов, эксплуатируемых на Суходольской ЦОФ, что позволило увеличить долговечность зубчатых передач в 1,5-2,5 раза.

Новая технология штамповки зубчатых колес повышенной точности из металлических порошков внедрена на малом предприятии "Возврат - 3", экономический эффект от внедрения составил 15,27 тыс. руб. (в ценах до 1991 года).

Основное содержание диссертации изложено в работах :

1. Дорошко В.И., Морнева М.О. Разработка технологии точной штамповки зубчатых колес // Деп. в ГНТБ Украины, № 1873 - УК. 94, 1994. - 18с.

2. Зуй Б.С., Морнева М.О. К определению оптимального профиля зуборезного инструмента // Тезисы докл. научно-техн. конф. -Ижевск, 1989. -с. 11

3. Зуй Б.С., Морнева М.О. К оптимизации тяжело нагруженных колес // Тезисы докл. респ. межвуз. конф. -Ворошиловград, 1989. - с. 84

4. Морнева М.О. Геометро-кинематические показатели передач Новикова с почти линейным контактным зубьев // Деп. в Укр. ИНТЭИ. №1298 -Ук. 92, 1992. -12с.

5. Морнева М.О., Панкратов А.И., Шишов В.П. Геометрические показатели передачи Новикова с почти линейным контактом зубьев // Тезисы докл. респ. научно-техн. конф. -Харьков, 1991. -с. 84

6. Морнева М.О., Шишов В.П. Об исходном контуре дозополосной передачи с зацеплением Новикова // Деп. в Укр. ИНТЭИ, № 1297 - Ук.92, 1992. -13с

7. Шишов В.П., Морнева М.О. К исследованию цилиндрических зубчатых передач с зацеплением Новикова // Тезисы докл. респ. научно-техн. конф. - Харьков, 1990. - с.29

114/183

АНО

Морнева М.О. Синтез високонавантажених циліндричних зубчатих передач і розробка технологічного процесу їх виготовлення.

Автореферат дис. ... канд. техн. наук за фахом: 05.03.05 - Процеси та машини обробки тиском; 05.02.02 - Машинознавство та деталі машин, Східноукраїнський державний університет, Луганськ, 1995.

Проведені теоретичні дослідження нових високонавантажених зубчатих циліндричних передач з майже лінійним контактом зубів, створених на основі методу синтезу геометрії їх робочих поверхнь.

Розроблен технологічний процес штамповки колес, який включає виготовлення з металевих порошкових матеріалів напівфабрикату та наступну калібровку радіальним видавлюванням. Розроблена методіка автоматизованого проектування операції калібровки.

## ANNOTATION

Morneva M.O. Synthesis of highly loaded cylindrical gearings and development of the technological process and their manufacture.

Autoabstract of the thesis ... candidate of technical sciences on specialities 05.03.05 - Processes and machines for plastic metal working, 05.02.02 - Science of machines and their parts, East-Ukrainian State University, Lugansk, 1995.

Theoretical studies of new highly loaded cylindrical gearings with almost linear tooth contact developed on the basis of geometry synthesis and their operating surfaces were carried out.

A technological process of wheel stamping was developed. This process includes manufacture of semi-products of metal powder materials, their calibration by radial extrusion. In addition it there was developed the technique of automated design of calibration process.

Ключові слова: синтез, передачі, зачеплення, критерії, робоча поверхня, радіальне видавлювання, калібровка, деформуюче зусилля.

Подписано к печати 09.11.1995. Формат 60x84 1/16, 1 п.л.

Тираж 100 экз. Заказ № 474

Ротапринт ВУГУ. 348034, г.Луганск, кв. Молодежный. 20а