

М 87362

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ЛЕНИНА, ОРДЕНА ОКТЯБРЬСКОЙ РЕВОЛЮЦИИ
И ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ ИМ. Н. Э. БАУМАНА

На правах рукописи

МОЛЧАНОВ Вячеслав Иванович

**МЕТОД РАСЧЕТА ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ
ПРИ ИЗГИБЕ ДЛЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ
С КОЛЕСАМИ ИЗ КАПРОЛОНА**

05.02.02 - машиноведение и детали машин



А в т о р е ф е р а т

**диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук**

**Москва
1993**

Работа выполнена в Орловском филиале Московского института приборостроения на кафедре "Теория механизмов и машин".

Научный руководитель - доктор технических наук,
профессор И.С.Кривенко

Официальные оппоненты - доктор технических наук,
профессор Г.А.Снесарев,
кандидат технических наук,
доцент Б.К.Герасимов

Ведущее предприятие - Санкт-Петербургский завод "Редуктор"
Защита состоится "29" июня 1993г. в 10 часов в
ауд. 34с на заседании специализированного совета К053.15.11
Московского государственного технического университета им.
Н.Э.Баумана (107005, г.Москва, 2-я Бауманская, д.5).

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке МГТУ им.
Н.Э.Баумана.

Автореферат р

Ученый секрет
специализирован

М 87362

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Важнейшей задачей машиностроения является создание машин и оборудования с высокими качественными характеристиками, малой себестоимостью и металлоёмкостью. Решению этой задачи способствует широкое применение в машинах деталей из пластмасс, в частности, червячных колёс. Как известно, в настоящее время подавляющее большинство червячных передач изготавливается с колёсами, имеющими бронзовый венец (чаще всего, из бронзы Бр ОЦУФ). Внедрение в промышленность червячных передач, у которых венец колеса изготовлен не из дорогостоящей оловянной бронзы, а из относительно дешевой пластмассы, является актуальной проблемой.

187362 Однако область применения таких передач ограничивается относительно невысокой их несущей способностью, лимитируемой для большинства передач изгибной выносливостью зубьев. Изгибная выносливость зубьев червячных колёс с пластмассовыми колёсами имеет свои особенности. Они недостаточно изучены и не в полной мере учитываются в существующих методах расчёта и при проектировании передач. Это сдерживает широкое внедрение червячных передач с колёсами из пластмассы, в частности, из капролона, в машиностроение.

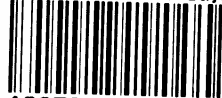
Работа, утвержденная Ученым Советом Орловского филиала Московского института приборостроения под № 083519, выполнялась в рамках государственной темы ОФГ-09 "Разработка и совершенствование методов расчета механизмов и деталей машин".

Целью работы является разработка метода расчёта зубьев на выносливость при изгибе для червячных передач с колёсами из капролона.

Методы исследований. Теоретические методы использовались при разработке исходных червяков, уточнённом расчёте минимальной суммарной длины контактных линий, а также с целью получения формул для проектного и проверочного расчётов.

В процессе экспериментальных исследований проверялись теоретические предпосылки с использованием электротензосенсирования и поляризационно-оптического метода при оценке напряжённого состояния капролоновых зубьев. Проводились усталостные

НТБ МГТУ им. Н.Э. Баумана



1087362

М В Т У
им. Н. Э. Баумана

ВИБРАЦИ

испытания червячных передач в лабораторных и производственных условиях.

Научной новизной отличаются:

метод расчёта на изгибную выносливость зубьев для червячных передач с колёсами из пластмассы, учитывающий на основе комплексного анализа влияние на изгибную выносливость суммарной длины контактных линий, неравномерность распределения напряжений по длине зуба и температуры;

результаты экспериментального исследования, дающие возможность непосредственного выбора допускаемых напряжений и определения структурно-чувствительного коэффициента для капролона, что позволяет более полно учитывать реальное напряженно-деформированное состояние и прогнозировать долговечность капролоновых зубьев.

Практическая ценность результатов работы состоит в том, что использование разработанного метода позволяет более достоверно, с учётом заданного срока службы передач, рассчитывать несущую способность червячных передач с колёсами из капролона, ограничиваемую их изгибной выносливостью.

Внедрение результатов работы. Предложенный метод расчёта зубьев на изгибную выносливость для червячных передач с колёсами из капролона внедрён и используется при проектировании приводов сельскохозяйственных машин на Люберецком производственном объединении "Завод им. Ухтомского". Некоторые положения этого метода приняты к внедрению рядом машиностроительных заводов и объединений г.г. Орла, Владимира, Читы и Рубцовска Алтайского края.

Апробация работы. Диссертационная работа в целом, а также отдельные её разделы докладывались и обсуждались на Всесоюзных научно-технических конференциях и семинарах, проходивших в 1985, 1986, 1987, 1988 годах соответственно в г.г. Красноярске, Москве, Ворошиловграде и Севастополе; на семинарах и заседаниях кафедр "Теория механизмов и машин" и "Детали машин" Ленинградского механического института, Всесоюзного заочного машиностроительного института и Орловского филиала Московского института приборостроения.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 9 печатных работ.

Структура и объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти разделов, заключения, списка литературы, включающего 86 наименований, и приложения; содержит 69 страниц машинописного текста, 23 рисунка, 11 таблиц и 3 приложения, всего 122 страницы.

СОВРЕМЕННОЕ СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Вопросам применения различных материалов в червячных передачах посвящены работы Л.С.Боровича, К.И.Заблонского, И.С.Кривенко, В.Н.Кудрявцева, Д.Н.Решетова, В.В.Шульца и др. Традиционно применяемыми материалами для червячных колёс являются различные марки бронз (чаще всего Бр ОГОФ1).

Отечественный и зарубежный опыт применения заменителей металлических материалов, в основном, текстолита, ДСП, полиамидов, обобщён в работах И.Я.Альшица, И.П.Землякова, В.А.Белого, В.А.Гавриленко, Н.Я.Костельмана, Б.М.Левина, М.А.Москалёва, О.И.Остапенко, А.И.Свириденка, В.Е.Старжинского, С.В.Щербакова, З.Н.Хадзиламбру, В.С.Шевченко, В.А.Ермакова, И.Хуго, Х.Хакманна, А.Весера и др. В работах Н.И.Антроповой, В.П.Матвиенко, Ю.И.Перина и др. рассмотрены вопросы получения и работоспособности деталей из капролона.

Анализ исследований по усталостной прочности пластмасс показал, что почти все полимеры более чувствительны, нежели металлы, к усталостным явлениям. Коэффициент усталостной прочности большей части термопластов ($K = \sigma_{\text{ст}} / \sigma_{\text{в}}$) равен 0,1, для капролона $K = 0,2 \dots 0,28$. Поэтому капролон является наиболее перспективным материалов для червячных колёс, работающих в режиме многократного циклического нагружения. Существующие методы расчёта металлополимерных червячных передач на изгибную выносливость основываются на расчётах зубчатых передач с пластмассовыми колёсами.

Из анализа наиболее распространённых отечественных и зарубежных методик расчёта на изгиб зубчатых колёс из полиамидов, разработанных соответственно под руководством В.А.Балого, Х.Хакманном и Е.Стриклем, следует, что в них весьма приближённо учитываются такие важные факторы, как распределение нагрузки в зацеплении, концентрация напряжений изгиба и влияние деформаций изгиба зубьев на работоспособность зубчатых колёс из полиамидов. Кроме того, в указанных методиках не решается проблема прогнозирования долговечности передач.

В соответствии с современными представлениями о прочности полимерных материалов существенное влияние на изгибную выносливость пластмассовых зубьев могут оказывать распределение напряжений изгиба по их длине и нагрузки между зубьями. Однако влияние этих факторов на изгибную выносливость червячных передач с пластмассовыми колёсами недостаточно изучено и игнорируется в существующих методах расчёта таких передач. Это может быть объяснена плохая сходимостью расчётной и фактической долговечностей для многих передач с пластмассовыми колёсами. Кроме того, нет достаточно обоснованного мнения по вопросу причин выхода из строя пластмассовых червячных колёс.

На основании отмеченного можно сделать вывод о том, что выявление особенностей изгибной выносливости червячных передач с пластмассовыми колёсами должно способствовать решению задач, связанных как с совершенствованием метода расчёта этих передач, так и с повышением их изгибной выносливости.

Исходя из вышеизложенного, были определены следующие основные задачи диссертационной работы:

дать обоснование выбора и предложить рациональный исходный червяк для червячной передачи с колесом из капролона;

выявить значимость влияния на изгибную выносливость зубьев суммарной длины контактных линий и распределения напряжений изгиба по длине зуба;

по результатам комплексных исследований разработать метод расчёта червячных передач с колёсами из капролона на изгибную выносливость;

провести испытания червячных передач в производственных условиях с целью проверки долговечности полимерных зубьев на основе прогнозирования;

оценить экономическую эффективность от замены бронзы капролоном в червячных передачах приводов машин.

РАЗРАБОТКА ИСХОДНЫХ ЧЕРВЯКОВ С УЧЁТОМ ФАКТОРОВ, ВЛИЯЮЩИХ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

В основу теоретических предпосылок были положены труды И.А.Альшица, В.А.Белого, М.Н.Боккина, Э.Б.Булгакова, В.А.Гаприленко, К.И. Заблонского, И.М.Землякова, И.С.Кривенко, Н.И.Колчина, Ф.Л.Литвина, Г.Нимана. Учитывались основные особенности червячных передач с пластмассовыми колёсами: относительно высокая

податливость этих колёс по сравнению с колёсами, изготовленными из бронзы различных марок, и невысокая их несущая способность, лимитируемая изгибной выносливостью зубьев.

При выборе рационального исходного червяка для металлополимерной червячной передачи, обеспечивающего её максимальную несущую способность, руководствовались следующими условиями:

полимерный зуб колеса и металлический виток червяка должны быть равнопрочны по излому;

переходная кривая у основания зуба должна иметь такой радиус, при котором концентрация напряжений минимальна.

Исходя из указанных особенностей и условий, на основе анализа параметров исходного червяка по ГОСТ 19036-81, были разработаны 2 исходных червяка для металлополимерных червячных передач. Один из них имеет утолщенный на величину 0,348 модуля зуб колеса и стандартный угол профиля $\alpha = 20^\circ$, а другой - утолщенный на 0,545 модуля зуб при угле профиля $\alpha = 15^\circ$ (рис.1). Переходные кривые у оснований зубьев полностью скруглены с целью уменьшения концентрации напряжений.

Предлагаемые исходные червяки обеспечивают возможность повышения изломной прочности пластмассового зуба колеса за счёт избыточной прочности металлического ватка.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Лабораторные испытания включали в себя две серии экспериментов: при статическом нагружении на стенде "Контакт-М" четырех моделей зубьев $m = 14\text{мм}$ ($Z_1=1$; $Z_2=30$; $\rho=9$; $\delta_2=100\text{мм}$) и установочные испытания на стенде "ИС-Ч" червячных редукторов с бронзовыми (две пары) и капролоновыми (двенадцать пар) колёсами $m=2,5$ и 3мм ($Z_1=2$; $Z_2=52$ и 40 ; $\rho=12$; $\delta_2=26\text{мм}$).

Исследование напряжённого состояния зубьев произведено поляризационно-оптическим методом на установке БИУ ИМАШ-КБ-2, а определение уровня напряжений изгиба - электротензометрированием.

Впервые и для металлополимерных червячных передач было подтверждено, что при линейном характере контакта червяка и колеса напряжения изгиба возрастают к торцам колеса, несмотря на приближение контактной линии к основанию зуба. Это явление можно объяснить тем, что модуль упругости стального червяка в 60...80 раз больше, чем пластмассового колеса, и по отношению к зубьям

колеса червяк можно считать штампом. Распределение нагрузки по длине линии контакта и напряжений изгиба в основании зуба по его длине зависят при этом от жесткости соответствующих участков зуба, а последняя резко возрастает с уменьшением плеча изгиба, что и вызывает наблюдаемый эффект.

По результатам испытаний построены графики изменения напряжений изгиба по длине зубьев для выбранных исходных червяков (рис.2) и определены коэффициенты $K_{F\beta}$, учитывающие неравномерность распределения напряжений по этой длине. В расчетах и при проектировании червячных передач с пластмассовыми колёсами следует принимать следующие значения коэффициента $K_{F\beta}$: при использовании исходного червяка по ГОСТ 19036-81 $K_{F\beta} = 1,35$, для разработанных исходных червяков при $\alpha_x = 20^\circ$ и 15° соответственно $K_{F\beta} = 1,15$ и $1,3$ (средние значения для диапазона чисел зубьев $Z_2 = 28 \dots 40$).

Испытания червячных пар модулей 2,5 и 3 мм с передаточными числами 26 и 20 проводились при различных сочетаниях материалов червяка и колеса, а также при различных нагрузках. Скорость скольжения при всех видах испытаний составляла 1,8 м/с.

Лучшая по сравнению с бронзой прирабатываемость капролона (16ч вместо 48) объясняется быстрым снятием микронеровностей на рабочих поверхностях зубьев при их контактировании со значительно более жесткими витками червяка.

Испытания червячных пар сталь 40Х-капролон типа В подтвердили, что излом зубьев является основным видом разрушения капролоновых червячных колёс. По результатам этих испытаний были определены удельные разрушающие нагрузки и предельные коэффициенты разрушающей нагрузки для капролоновых колёс. Последние составили 29,3 и 39,5 МПа соответственно при применении исходного червяка по ГОСТ 19036-81 и предложенного, который позволил повысить несущую способность передачи с колесом из капролона примерно с 50 до 67,5% от несущей способности передачи с колесом из бронзы.

Исходные данные и результаты испытаний червячных пар приведены в разделе 3 в виде таблиц.

Проверка работы червячных передач с колёсами из капролона в производственных условиях показала их достаточную работоспособность и возможность улучшать некоторые эксплуатационные показатели.

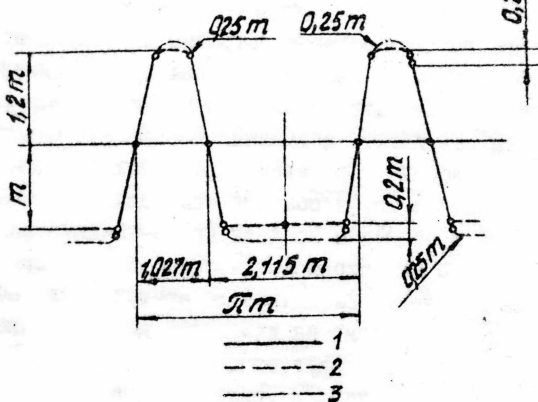
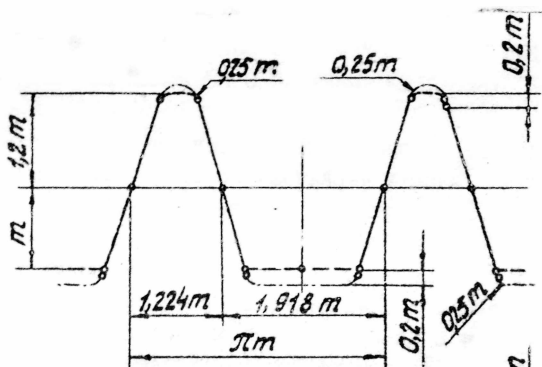
Выявленные в экспериментальном исследовании факторы, существенно влияющие на изгибную выносливость зубьев капролоновых червячных колёс, должны учитываться в расчётах и при проектировании червячных передач с такими колёсами.

МЕТОД РАСЧЁТА ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ ДЛЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С КОЛЁСАМИ ИЗ КАПРОЛОНА

В качестве основы расчёта передачи принимается расчёт на изгибную выносливость червячных передач согласно методическим рекомендациям ВНИИредуктор, построенным аналогично рекомендациям СЭВ РС 2204-69 и ГОСТ 21354-87, но имеющих при подобной структуре формул для расчётных и допускаемых напряжений ряд особенностей. Выявленные факторы, существенно влияющие на изгибную выносливость передач с пластмассовыми колёсами, могут быть учтены в таком расчёте соответствующими дополнительными коэффициентами.

Значения вводимых коэффициентов определяются по расчетным зависимостям или из графиков, отражающих результаты экспериментальных исследований. Для определения предела изгибной выносливости червячных передач с колёсами из пластмассы рекомендуется использовать результаты испытаний конкретных передач, работающих в известных условиях. При этом в расчётах передач необходимо обращать внимание на то, чтобы при определении расчётного изгибного напряжения и величины предела изгибной выносливости использовалось одно и то же исходное значение модуля упругости пластмассы, так как по данным различных литературных источников значения механических характеристик для одной и той же пластмассы могут существенно отличаться друг от друга. В расчёте передач должны также учитываться отличия в условиях работы конкретных исходных (результаты испытаний которых использованы для определения предела изгибной выносливости) и проектируемых передач. В работе предлагается коэффициент K_{FP} , учитывающий отличия в условиях работы исходных и проектируемых передач, подставляемый в формулу для определения допускаемых изгибных напряжений. Он может быть представлен как отношение условных пределов изгибной выносливости для проектируемой и исходной передач, зависящее от конкретных факторов.

a



а - с утолщенным зубом при $\alpha x = 20^\circ$;
б - с утолщенным зубом при $\alpha x = 15^\circ$; 1 - совпадающие контуры витков исходного червяка и исходного производящего червяка, 2 - контур витков исходного червяка, 3 - контур витков исходного производящего червяка

Эпюры напряжений изгиба от удельной нагрузки
 $F F_2 / b' \text{ мин} = 12,6 \text{ кН/м}$ по длине зуба червячного колеса

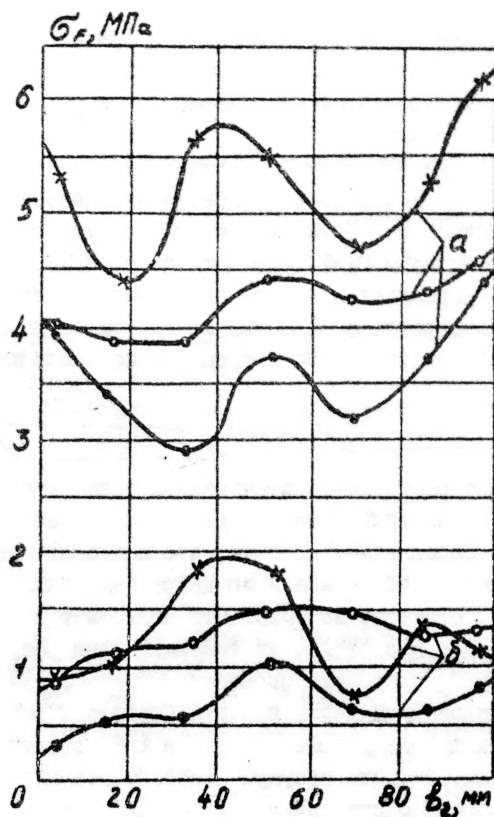


Рис.2

а - радиальные; б - тангенциальные; х - нормальный зуб,
 $\alpha = 20^\circ$; о - утолщенный зуб, $\alpha = 20^\circ$;
 • - утолщенный зуб, $\alpha = 15^\circ$.

$$K_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}^*}{\sigma_{Flim}}, \quad (1)$$

при этом, если $\sigma_{Flim}^* > \sigma_{Flim}$, то значение коэффициента K_{FP} принимается равным 1.

Анализ результатов испытаний передач с колёсами из капролона показал, что оценочные значения условных пределов изгибной выносливости передач, зависящие от длительности действия изгибной нагрузки и температуры зубьев, могут быть найдены с помощью температурно-временной зависимости прочности, описываемой формулой С.Н.Журкова.

Используя указанную формулу и результаты испытаний червячных пар с колёсами из капролона и предложенным основным исходным червяком, в работе был получен структурно-чувствительный коэффициент $\gamma_P = 0,67 \cdot 10^7$ Дж/(кмоль·МПа) для капролона. Коэффициент предлагается использовать при расчёте долговечности червячных передач с колёсами из капролона по формуле С.Н.Журкова, усовершенствованной применительно к циклическому деформированию

$$t^* = t_0 \exp\left(\frac{U_0 - \gamma_P \sigma_{Flim}}{K T^*}\right). \quad (2)$$

Анализ результатов испытаний передач (модуль от 2,5 до 5мм) с колёсами из капролона, проведенных, в частности, В.П.Матвиенко и И.А.Заселяевым, показал, что повышения температуры у оснований зубьев, обусловленного действием циклических изгибных напряжений, отмечено не было. Это позволяет в расчётах коэффициент K_T для капролона, учитывающий температуру передач, задавать обычным табличным способом.

Предложенный метод расчёта позволяет первоначально по коэффициенту разрушающей нагрузки C_F , принимаемому за критерий оптимизации, оценить несущую способность передачи. Сравнивая значения C_F с предельным значением C_{Flim} , полученным экспериментально, судят о возможности применения капролона для данной червячной передачи. Значения C_{Flim} рассчитывались по формуле

$$C_{Flim} = \frac{F_{Ft2} \cdot S^*}{\sigma'_{min} \cdot m}, \quad (3)$$

где F_{Ft2} - расчётная окружная сила на колесе, кН; S^* - коэффициент расчётной толщины зуба, который для исходных червяков по ГОСТ 19036-81 и предложенного основного принят соответст-

венно равным 1 и 1,348; m — модуль, мм; e'_{min} — минимальная суммарная длина контактных линий, мм.

В работе предложен метод и разработан алгоритм уточнённого расчёта минимальной суммарной длины контактных линий для передач с червяками ZA_1 .

В качестве основы расчёта указанной длины принимается расчёт по методическим рекомендациям ВНИИредуктор. С целью определения пределов интегрирования для каждого участка контактной линии была решена задача по установлению границ поля зацепления на поверхности зуба колеса. Значения e_Σ в зависимости от углового положения червяка φ_1 для экспериментальной передачи ($m=14$ мм, $Z_1=1$, $Z_2=30$, $q=9$, $b_2=100$ мм) приведены в таблице 1.

Таблица 1
Значения e_Σ в зависимости от углового положения червяка φ_1

φ_1 , рад	e_Σ , мм
$\pi/2$	209,7
0	185,75
$-\pi/2$	212,7
$-\pi$	203,96

Выявленное в результате исследования влияние коэффициента смещения x и угла профиля α_x на минимальную суммарную длину контактных линий e'_{min} (рис.3) показало, что для передач с углом профиля $\alpha_x=20^\circ$ увеличение коэффициента смещения ведёт к более значительному уменьшению e'_{min} по сравнению с передачами, имеющими $\alpha_x=15^\circ$ (соответственно в области отрицательных значений на 22 и 16%, а в области положительных — на 30 и 22%).

Сравнение результатов расчёта минимальной суммарной длины контактных линий для экспериментальной передачи по методикам В.Н.Кудряшцева, Л.Д.Часовникова, ВНИИредуктор и предложенной (табл.2) показывает, что более точный учёт границ поля зацепления даёт увеличение указанной длины. Это обстоятельство необходимо учитывать в расчётах червячных передач на изгибную выносливость зубьев, а также при оценке их к.п.д. и сопротивляемости заеданию.

Поправочный коэффициент k_e , учитывающий высокую податливость капроновых зубьев дополнительно уточняет значение минимальной суммарной длины контактных линий $e'_{min} = e'_{min} / k_e$ и принимается по аналогии с коэффициентом k_{Fa} (работы В.А.Матвиенко)

$$0,5 \leq k_e \leq 0,72.$$

Таблица 2

Сравнительные данные по расчету минимальной
суммарной длины контактных линий ϵ_{min}

Значения ϵ_{min} , мм		по методике	
В.Н.Кудрявцева	Л.Д.Часовникова	ВНИИредуктор	предложенной
150,9	152,1	177,1	185,75

Отклонение ϵ'_{min} , определенное по предложенной методике, относительно теоретического значения $\epsilon_{min теор}$ не превышает 2%.

ОЦЕНКА ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ПЛАСТМАССОВЫМИ КОЛЕСАМИ

Целесообразность замены бронзы пластмассой, например, капролоном типа В, оценивается путём сопоставления их технико-экономических показателей.

В проведенной работе базовым вариантом является червячная передача ($m = 3,5$ мм, $Z_2 = 28$, $\beta = 10$, $b_2 = 30$ мм) редуктора хода коилки КММ-1,0. Венец колеса этой передачи изготавливался из бронзы Бр А9Ж4. Расчёт годового экономического эффекта от замены указанной бронзы капролоном типа В приведен в приложении к работе.

Применение капролона в червячной передаче редуктора хода даёт экономический эффект 1560 рублей на 1 т чистого веса заменяемой бронзы. При этом за год экономится более 9 т дорогостоящей бронзы.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Выявлено, что область применения червячных передач с колёсами из капролона ограничивается относительно невысокой их нагрузочной способностью, лимитируемой для большинства передач изгибной выносливостью зубьев.

2. Показано, что при определении модуля зацепления и расчётного напряжения изгиба следует вводить коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения напряжений по длине зуба, а при оценке работоспособности — минимальную суммарную длину контакт-

Зависимость величины ℓ'_{min} , значение которой при $x=0$, принято равным 1, от коэффициента смещения x и угла профиля αx .

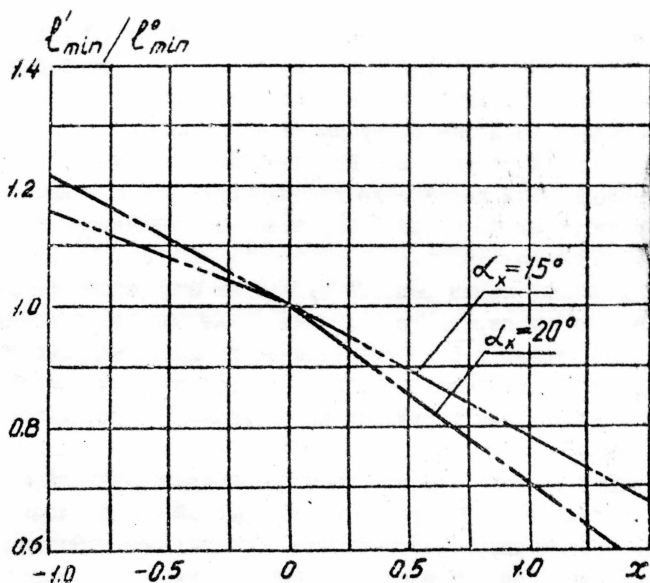


Рис.3

ных линий ϵ'_{min} .

3. Предложен уточненный метод определения минимальной суммарной длины контактных линий для передач с червяками $2A$. Показано, что расчёты металлополимерных червячных передач с использованием предложенного метода позволяют достичь более высокой степени точности благодаря введению поправки $0,5 \leq K_e \leq 0,72$ на высокую податливость капролоновых зубьев.

4. Разработанный для металлополимерной червячной передачи исходный червяк с утолщённым зубом колеса при $\alpha_x = 20^\circ$ позволяет создавать передачи с несущей способностью в 1,35 раза большей несущей способности таких же передач со стандартным червяком.

5. Определены удельные разрушающие нагрузки, предельные коэффициенты этих нагрузок и структурно-чувствительный коэффициент для капролона. Эти показатели используются при оценке несущей способности передачи и прогнозировании долговечности капролоновых зубьев червячных колёс.

6. Предложенный метод расчёта зубьев на выносливость при изгибе для червячных передач с колёсами из капролона позволил в среднем на 5% уточнить и соответственно повысить надёжность передач малой и средней мощности. Это обеспечило возможность использования капролоновых червячных колёс взамен колёс, изготавливаемых из бронзы.

Рекомендации работы распространены и на другие детали из капролона – зубчатые колёса редукторов. Годовой экономический эффект от внедрения результатов работы составил более 9 тыс.руб.

Предполагаемый годовой экономический эффект – свыше 30 тыс.руб.

По теме диссертации *имеются* следующие работы:

1. Истомин Г.А., Молчанов В.И., Яковлев А.С. Нарезание червячных колёс резцами-детучками на зубофрезерном станке // Переходные производственные процессы на машиностроительных предприятиях города Орла / Под ред. Д.М.Затуловского. – Орёл: Отделение Приокского книжного издательства, 1972. – С.66–68.

2. Молчанов В.И. Определение длины линий контакта и расположения их на зубьях колеса архимедовой червячной передачи // Информационный листок (Орёл) – 1980. – № 46–80. – 4с.

3. Молчанов В.И., Нетребко В.П., Яковлев А.С. Экспериментальное исследование напряжений изгиба зубьев пластмассовых червячных колёс // Детали машин (Киев).-1980.-Выпуск 31.-С.26-29.

4. Молчанов В.И., Яковлев А.С. Результаты стендовых испытаний червячных редукторов с капролоновыми колёсами // Детали машин (Киев).-1983.-Выпуск 36.-С.52-54.

5. Молчанов В.И. Обоснование возможности применения капролона в редукторе моторизованной малогабаритной косилки КММ-1,0 // Тезисы докладов к Всесоюзной научно-технической конференции по вопросам повышения надёжности и долговечности сельхозмашин. — Москва, 1985.-С.21-22.

6. Молчанов В.И. Оценка перспективности применения капролона в червячных передачах сельхозмашин // Тракторы и сельхозмашины (Москва).-1986.- № 12.-С.33-34.

7. Молчанов В.И. Повышение нагрузочной способности металло-полимерных червячных передач и проблемы на пути их широкого внедрения в машиностроении // Тезисы докладов I Всесоюзного научно-технического семинара по вопросам применения полимерных композиционных материалов в машиностроении.-Ворошиловград, 1987.-С.104.

8. Молчанов В.И. Современное состояние внедрения металло-полимерных червячных передач // Тезисы докладов Всесоюзной научно-методической конференции.-Ворошиловград, 1990.-С.63-65.

9. Молчанов В.И. Разработка и применение пластмассовых колёс в червячных передачах приводов торгово-технологического оборудования // Тезисы межобластной научно-практической конференции.-Орел, 1990.-С.104-105.

Отп. в отделе оперативной полиграфии Орловского областного управления статистики. Тираж 100 экз. Заказ № 139