

143  
Министерство высшего и среднего специального  
образования СССР

Челябинский политехнический институт  
имени Ленинского комсомола

На правах рукописи

УДК 621.833.6

КАЗАРЦЕВ ДМИТРИЙ НИКОЛАЕВИЧ

ПОВЫШЕНИЕ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ  
ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ НА ОСНОВЕ ОЦЕНКИ СОСТОЯНИЯ  
СМАЗОЧНОГО СЛОЯ В КОНТАКТЕ

Специальность 05.02.02  
"Машиноведение и детали машин"

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Челябинск

1987

Работа выполнена в Челябинском политехническом институте им. Ленинского комсомола.

Научный руководитель – кандидат технических наук, доцент  
БЕЗРУКОВ В.И.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор ЕРИХОВ М.Л.,  
кандидат технических наук, доцент УСТИНОВСКИЙ Е.П.

Ведущее предприятие указано в решении специализированного совета.

Защита состоится 10 июня 1987 г. на заседании  
специализированного совета К 053.13.02 по присуждению  
ученой степени кандидата технических наук в Челябинском  
политехническом институте им. Ленинского комсомола по  
адресу: 454044, г. Челябинск, пр.В.И.Ленина, 76, ЧИИ.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ЧИИ.

Отзывы в двух экземплярах, заверенные печатью, просьба  
высылать по указанному адресу на имя ученого секретаря  
специализированного совета.

Автореферат разослан

1987 г.

Ученый секретарь  
специализированного совета  
канд. техн. наук

 Т.В.САВЕЛЬЕВ

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

ЗОХ

Актуальность темы. XXII съезд партии поставил на первый план задачу - осуществить глубокую техническую реконструкцию народного хозяйства на основе самых современных достижений науки и техники. Ведущую роль в ускорении научно-технического прогресса призвано играть машиностроение, которое в кратчайшие сроки необходимо поднять на высший технический уровень. В силовых установках большинства современных машин зубчатый редуктор является наиболее ответственным звеном, определяющим несущую способность и долговечность привода в целом.

В настоящее время в прочиненных редукторах широко используется зубчатые передачи между скрепляющимися осями; по форме аксиодов эти передачи получили название гиперболоидных. К ним относятся винтовые передачи, составленные из цилиндрических косозубых колес, червячные, спироидные, гипоидные.

В мощных высокоскоростных приводах, например в приводах судовых установок, весьма перспективным является использование гиперболоидных зубчатых передач, содержащих эвольвентно-конические колеса, т.е. колеса, нарезанные с переменным по длине зуба смещением инструмента. Компоновочные, технологические преимущества таких передач, возможность реализации линейного контакта позволяют создавать компактные силовые механизмы, работающие с высокими скоростями и нагрузками.

Для высокоскоростных гиперболоидных зубчатых передач, в связи с особенностями кинематики контакта, основным фактором, определяющим их работоспособность при заданных режимах работы является состояние смазочного слоя, разделяющего поверхности трения. Поэтому при проектировании передач со скрепляющимися осями необходимо прогнозирование состояния смазочного слоя в контакте, оценка его противовадириной стойкости с учетом гидродинамических процессов, тепловых явлений и особенностей кинематики контакта в таких передачах.

Если для цилиндрических зубчатых передач разработаны методики, позволяющие с высокой точностью прогнозировать толщину смазочного слоя и его несущую способность, то условия формирования слоя смазки в зацеплении гиперболоидных зубчатых передач изучены недостаточно. Отсутствуют зависимости, позволяющие рассчитать основные характеристики смазочного слоя и его толщину в таких передачах.

В связи с этим, разработана методика расчета гиперболоидных зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами на основе эласто-гидродинамического (ЭГД) критерия является актуальной задачей. Решение ее позволяет рационально проектировать такие передачи, совершенствовать условия смазки и охлаждения зацепления с целью повышения противозадирной стойкости контакта.

При наличии экспериментального материала разработанная методика может быть использована для уточнения расчетов и других видов гиперболоидных передач (гипоидных, винтовых).

Цель и задачи исследования. Целью работы явилось повышение нагрузочной способности гиперболоидных зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами по критерию задиростойкости на основе расчета толщины и температурного смазочного слоя в контакте и выбора, с учетом этих характеристик, параметров передач.

Для достижения цели потребовалось решить следующие задачи:

1. Провести анализ существующих расчетных зависимостей для определения толщины слоя смазки в контакте зубчатых передач и на этой основе построить расчетную математическую модель толщины смазочного слоя в пространственных зубчатых передачах.

2. Получить аналитическое решение неизотермической задачи формирования масляного клина в пространственных зубчатых передачах и на основе полученного решения разработать методику расчета температур и толщины смазочного слоя в контакте.

3. Разработать измерительный комплекс, отработать методику измерения толщины слоя смазки в зубчатых передачах.

4. Провести испытание передач со скрепывающимися осьями и сравнить теоретические и экспериментальные результаты для передач с различной геометрией.

5. Разработать методику проектирования гиперболоидных зубчатых передач на основе расчета толщины слоя смазки в контакте.

6. Экспериментально определить наиболее эффективные способы смазки и охлаждения зацепления пространственных зубчатых передач.

7. Разработать практические рекомендации по выбору геометрических параметров, уменьшению нагруженности контакта, совершенствование условий смазки гиперболоидных зубчатых передач судовых приводов с целью повышения их противозадирной стойкости.

Методика исследования. В работе использовались теоретические и экспериментальные методы исследования. Теоретический раздел основывается на теории эвольвентного зацепления, основных положениях эласто-гидродинамической теории смазки, на решении уравнений движения жидкости в ЭГД-контакте пространственных зубчатых передач при неизотермическом режиме смазки.

Экспериментальные исследования проводились с использованием электрического метода измерения толщины смазочного слоя, путем осциллографирования величины тока, протекающего через слой смазки в контакте и метода термопар для измерения объемной температуры зубьев вблизи поверхности трения.

Научная новизна. Научная новизна работы заключается в разработке методики расчета температуры и толщины смазочного слоя в пространственных зубчатых передачах с эвольвентно-коническими колесами на основе решения неизотермической задачи формирования смазочного слоя в контакте зубьев. Разработаны методы расчета параметров зацепления, обеспечивающих повышение нагрузочной способности передач.

Получены новые экспериментальные результаты в области исследования процесса трения и смазки зубчатых передач на скрещивающихся осях. Определены закономерности изменения толщины смазочного слоя и температуры в контакте от нагрузочных, кинематических характеристик, условий смазки зацепления.

Практическая ценность и внедрение. Разработана методика расчета толщины смазочного слоя и температуры в контакте зубьев гиперболоидных передач с эвольвентно-коническими колесами. Методика расчета подтверждена экспериментальным исследованием процесса трения и смазки зубчатых передач. На основе ЭГД-критерия создан алгоритм проектирования гиперболоидных зубчатых передач с повышенной противозадирной стойкостью контакта. Разработаны рекомендации по смазке и охлаждению зубчатых колес.

Результаты работы апробированы на предприятиях Минсудпрома и применяются при проектировании высокоскоростных, тяжелонагруженных судовых приводов.

Апробация работы. О содержании основных этапов работы были сделаны доклады: на Всесоюзном съезде "Теория машин и механизмов", Одесса, 1982 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Прикладные проблемы износостойкости в машиностроении", Ленинград, 1982 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Трение и смазка в машинах", Челябинск, 1983 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин", Алма-Ата, 1985 г.; на Всесоюзной научно-технической конференции "Контактно-гидродинамическая теория смазки", Куйбышев, 1986 г.; на 23...29 научно-технических конференциях Челябинского политехнического института имени Ленинского комсомола, 1980-1986 гг.

Публикации. По результатам выполненных исследований опубликовано 9 работ, получено одно авторское свидетельство.

Объём работы. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения, списка литературы, включающего 108 наименований, приложения, и содержит 119 страниц машинописного текста, 5 таблиц, 54 иллюстраций.

## СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность исследования процесса трения и смазки пространственных зубчатых передач.

В первой главе рассмотрены особенности работы гиперболоидных зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами, их компоновочные возможности, технологические и эксплуатационные преимущества. Приведены общие сведения о характере разрушения рабочих поверхностей втульев при неблагоприятных условиях смазки и напряженном тепловом режиме тяжелонагруженных передач, работающих с высокими скоростями ( $V \leq 100$  м/с). Обоснована необходимость расчета основных характеристик смазочного слоя при проектировании гиперболоидных зубчатых передач и оценки противозадирной стойкости

**контакта.** Показана целесообразность использования толщины смазочного слоя в качестве критерия надежности передач, как фактора, наиболее полно отражающего процесс трения в контакте зубьев.

Выбраны основные направления повышения ресурса, надежности, противовадирной стойкости зубчатых передач со скрещивающимися осями, сформулированы цель и задачи исследования.

**Во второй главе** содержится методика расчета геометрических, кинематических, нагрузочных характеристик контакта, необходимых для вычисления температуры и толщины смазочного слоя в гиперболоидных зубчатых передачах, составленных из эвольвентно-конических колес. Приведен алгоритм вычисления указанных параметров, составлена программа их расчета для ЭВМ ЕС.

На основе анализа работ В.А.Гавриленко, В.И.Баэркурова, Я.С.Давыдова, посвященных геометрическому расчету гиперболоидных передач, разработана методика определения геометрии зацепления.

Результаты исследований Б.А.Лопатина, В.И.Глазе, В.В.Дорогана, В.С.Надеина в области прочности, вибрации, совершенствования кинематических характеристик контакта зубчатых передач со скрещивающимися осями позволили на этом этапе работы выбрать пути совершенствования геометро-кинематических параметров гиперболоидных зубчатых передач с целью обеспечения наиболее благоприятных условий формирования смазочного слоя в зацеплении.

**В третьей главе** проведен обзор теоретических исследований в области трения и смазки.

Основной характеристикой состояния смазочного слоя в тяжелонагруженном контакте при качении со скольжением является толщина слоя смазки, разделяющего трение поверхности. Исследование условий смазки узлов трения были проведены работы советских учёных А.И.Петрусеvичa, А.И.Эртеля, А.Н.Грубина, которые являются основоположниками эластогидродинамической теории смазки. В дальнейшем эта теория получила развитие в трудах И.В.Коровчинского, Д.С.Коднира, Ю.Н.Дроздова, И.В.Райко, Г.Блока, Д.Даусона, Е.Р.Генкина, Н.Р.Кузьмина, Д.Л.Мишарина, Г.Ниманна и др.

Анализ существующих методик оценки работоспособности зубчатых передач по толщине слоя смазки, позволил сделать вывод о невозможности их непосредственного применения для гиперболоидных зубчатых передач, поскольку ни одна из существующих методик не учитывает особенности кинематики контакта таких передач. В частности, в существующих расчетных методиках не рассматривается контакт выпуклых поверхностей для случая наклонного положения касательных контактных скоростей относительно контактной линии (или оси пятна) в касательной плоскости.

Для уточнения существующих расчетных методик, с учетом особенностей пространственных передач, получено аналитическое решение задачи формирования масляного клина в упругом гидродинамическом контакте на основе численного решения уравнений движения сплошной смазочной среды в вазоре при качении со скольжением в двух ортогональных направлениях. Решение выполнено для неизотермического режима смазки.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{h^3 \partial^2 P}{\mu \partial x^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \frac{h^3 \partial^2 P}{\mu \partial y^2} = 6 \left( \frac{\partial h}{\partial x} V^t + \frac{\partial h}{\partial y} V^t \right), \quad (1)$$

где  $h$  - толщина слоя смазки ;

$P$  - давление в смазочном слое ;

$V^t$  - профильная суммарная касательная контактная скорость ;

$V^t$  - продольная суммарная касательная контактная скорость (применительно к контакту зубьев пространственных передач) ;

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости, зависящий от давления и температуры в смазочном слое.

Температура в произвольной точке контакта вычислялась как сумма объемной температуры поверхности трения и мгновенного повышения температуры (температура вспышки) в этой точке

$$T_{\Sigma} = T_0 + \Delta T. \quad (2)$$

Игновенное повышение температуры определялось на основе решения задачи теплообразования в контакте при качении со скольжением контактирующих поверхностей в направлении неперпендикулярном линии касания

$$\Delta T_{\max} = 1,96 \frac{q_0}{\gamma c} \sqrt{\frac{b}{V k a \cos \psi}} , \quad (3)$$

максимальное повышение температуры от источника тепла (контакта трения) интенсивности  $q_0$  при перемещении полоски контакта шириной  $b$  со скоростью  $V$  в направлении, составляющем с полоской контакта угол  $\psi$ .

Решение этой задачи позволило выявить влияние основных геометро-кинематических характеристик контакта на толщину слоя смазки, разделяющего поверхности трения.

На основе полученных зависимостей и анализа существующих методик, применяемых при расчете цилиндрических зубчатых передач, предложены формулы расчета температуры и толщины смазочного слоя в зубчатых передачах с эвольвентно-коническими колесами

$$T_z = T_0 + \frac{\ell \cdot 0,83 f_{tp} w_h V_s}{(\sqrt{\lambda_1 c_1 V_1 \cos \psi_1} + \sqrt{\lambda_2 c_2 V_2 \cos \psi_2}) \sqrt{b}} , \quad (4)$$

где  $T_0$  - объемная температура зубьев ;

$f_{tp}$  - коэффициент трения ;

$w_h$  - расчетная погонная нагрузка ;

$\lambda, c$  - теплофизические постоянные материалов контактирующих тел ;

$V_s$  - скорость скольжения профилей

$$V_s = \sqrt{(V_s^t)^2 + (V_s^l)^2} , \quad (5)$$

$$V_s^t = V_2 \cos \psi_2 - V_1 \cos \psi_1 , \quad (6)$$

$$V_s^l = V_2 \cos \psi_2 + V_1 \cos \psi_1 ; \quad (7)$$

- $V_1, V_2$  - касательные контактные скорости ;  
 $\psi_1, \psi_2$  - углы наклона касательных контактных скоростей  
 относительно линии контакта ;  
 $b$  - ширина контактной площадки.

Толщина смазочного слоя вычисляется

$$h = k \mu^{0.15} V_{\Sigma}^{0.75} n^{0.6} \rho_{\text{пр}}^{-0.15} b^{0.4} \quad (8)$$

где  $V_{\Sigma}$  - суммарная касательная контактная скорость

$$( \quad V_{\Sigma} = V_1 \cos \psi_1 + V_2 \cos \psi_2 \quad - \text{ для линейного контакта вубьев},$$

$$\bar{V}_{\Sigma} = \bar{V}_1 + \bar{V}_2 \quad - \text{ для случая локализованного касания вубьев) ;}$$

$\mu$  - динамический коэффициент вязкости при температуре  $T_{\Sigma}$  и давлении  $P$  в смазочном слое ;

$n$  - пьезокоэффициент вязкости ;

$\rho_{\text{пр}}$  - приведенный радиус кривизны контактирующих поверхностей ;

$k, l$  - экспериментально определяемые коэффициенты, отражающие физико-химические особенности граничных смазочных слоев и условия проводимых экспериментов.

В четвертой главе приведено описание экспериментального оборудования, предназначенного для решения нескольких задач, суть которых заключается в опытной проверке методики расчета толщины смазочного слоя и температуры в гиперболоидных вубчатых передачах, а также в определении эффективности мер, направлённых на повышение противовадирной стойкости контакта. В разделе изложены основные этапы и результаты экспериментального исследования.

На этапе подготовки к экспериментам был проведен анализ существующих методик измерения толщины смазочного слоя и температуры в узлах трения деталей машин, представлена оценка точности методов, их применимости для измерения параметров смазочного слоя в зубчатых передачах.

На основе анализа существующих методов, для измерения толщины слоя смазки в контакте гиперболоидных зубчатых передач был выбран электрический метод. Схема измерения на рис.1. Толщина смазочного слоя определялась по величине тока, протекающего через контакт зубьев в передаче.

Эксперименты проводились на специальном стенде замкнутого контура, предназначенному для испытания зубчатых передач на параллельных, синхронизирующихся и пересекающихся осах ( а.с. № 775649, а.с. № 783619, а.с. № 1173227). Конструкция стендса позволяла испытывать передачи с межосевым углом  $\Sigma = 0 \dots 30^\circ$ . В рабочем редукторе стендса была осуществлена электроизоляция яслес испытуемой передачи.

В стенде предусматривалась регулировка давления, расхода, изменение зоны подвода масла в контакт, терmostабилизация смазочной среды. На испытуемых колесах размещались термопары, регистрирующие объемную температуру зубьев.

Эксперименты проводились в диапазоне окружных скоростей колес от 10 до 80 м/с и врачащем моменте на шестерне испытуемой передачи до 600 Н·м.

На первом этапе исследований для обоснования достоверности выбранной методики эксперимента, было проведено измерение толщины смазочного слоя и температуры в контакте цилиндрической прямозубой передачи. Сравнение этих результатов с расчетом, проведенным по методике Ю.Н.Дровдова и расчетным зависимостям Д.С.Коднира, показало хорошую сходимость измеренных и вычисленных величин. Максимальное отклонение экспериментальных величин от расчетных кривых, в исследуемом диапазоне нагрузок и скоростей, не превысило 5 %.

На следующем этапе экспериментальных исследований были проведены измерения толщины смазочного слоя в гиперболоидных зубчатых передачах с различными кинематическими характеристиками контакта. Приведенные измерения позволили

получить зависимости толщины смазочного слоя в передачах с межосевым углом  $\Sigma = 10^\circ$ ,  $\Sigma = 21^\circ$ ,  $\Sigma = 26^\circ$  от нагрузки (рис. 2), суммарной касательной контактной скорости, скорости скольжения, расхода смазки. На рис. 2 пунктиром обозначены кривые, построенные для испытуемых передач по расчетной методике, приведенной в разделе 3. Максимальное расхождение (до 15 %) рассчитанных и измеренных величин наблюдается в диапазоне низких нагрузок. Это можно объяснить нестабильностью поведения смазочной пленки при таком режиме работы передачи. В диапазоне нагрузок, характерных для судовых передач, расхождение расчетных и измеренных значений толщины смазочного слоя не превышает 8 %.

Для обеспечения наиболее эффективной смазки и охлаждения гиперболоидных зубчатых передач в процессе эксплуатации, на следующем этапе экспериментальных исследований было выявлено влияние способа подвода смазки на условия формирования смазочного клина в зацеплении. Испытано несколько типов специальных конструкций спрейеров. Проведен ряд опытов по определению влияния расхода и направления подачи смазки в зацепление на качество охлаждения рабочих поверхностей зубьев.

Разработаны и реализованы технологические меры по уменьшению нагруженности локализованного контакта пространственных зубчатых передач (например швингование эвольвентно-коническим шевером).

В пятой главе на основе проведенных исследований разработан алгоритм проектирования гиперболоидных зубчатых передач с повышенной противовадирной стойкостью контакта. Приведены основные направления совершенствования условий смазки зубьев и повышения противовадирной стойкости зацепления применительно к судовым передачам с эвольвентно-коническими колесами. К этим направлениям относятся:

1. Рациональный выбор геометрических параметров передач, обеспечивающих в заданных условиях максимальную толщину смазочного слоя, использование наиболее совершенных методов подвода смазки и охлаждения зацепления, технологические меры по управлению степенью нагруженности контакта.

Расчет толщины смазочного слоя в исследуемых передачах показал, что минимальная толщина слоя смазки наблюдается в точках входа зубьев в зацепление, где условия формирования масляного клина наиболее неблагоприятны. Одним из способов повышения задиростойкости контакта является выполнение передачи со смещением. При увеличении положительного смещения на шестерне, условия формирования масляного клина в точке входа зубьев в зацепление улучшаются, а в точке выхода - ухудшаются. Очевидно рациональным вариантом передачи является передача с примерно одинаковой толщиной смазочного слоя в точках "входа" и "выхода". Расчет толщины смазочного слоя в гиперболоидной передаче судового редуктора показал, что ее счет перераспределения смещения между шестерней и колесом достигается увеличение минимальной расчетной толщины смазочного слоя на 19 %. Изменение толщины смазочного слоя по линии зацепления показано на рис. 3 (кривая 1 - существующая передача, кривая 2 - улучшенный вариант).

Еще одним способом уменьшения нагруженности контакта является увеличение коэффициента перекрытия передачи. Увеличение коэффициента перекрытия может быть достигнуто за счет применения нестандартного профиля режущего инструмента. Так, в судовой передаче с коэффициентом перекрытия  $\epsilon = 1,8$ , увеличение коэффициента перекрытия до значения  $\epsilon = 2,2$  достигается, как показывает расчет, уменьшением угла профиля исходного контура ( $\alpha = 16^\circ$ ), или увеличением высоты головки зуба ( $h_a = 1,2$ ), а также изменением и той и другой величины ( $\alpha \approx 18^\circ$ ,  $h_a = 1,1$ ).

II. На основе проведенных экспериментов по совершенствованию условий смазки и охлаждения зацепления гиперболоидных зубчатых передач были сформулированы следующие положения:

- количество смазки, подводимой в контакт, целесообразно выбирать из расчета 0,5...0,7 л/мин на 1 кВт мощности, передаваемой зацеплением;
- эффективное охлаждение зацепления обеспечивает поток смазки, поступающий в зону входа зубьев в зацепление;
- при определенном сочетании геометрических параметров гиперболоидной передачи ( $b < 10 \text{ mm}$ ,  $\Sigma > 10^\circ$ ) наиболее

эффективно осуществляется охлаждение и смазка зацепления при подаче масла в торец шестерни и колеса (ближе к зоне "входа").

Ш. Из технологических мер повышения противовадирной стойкости локализованного контакта пространственных передач, наиболее эффективной является выполнение передачи с модифицированным профилем зубьев. Получение модифицированного профиля достигается, как показал эксперимент, с помощью шевингования рабочей поверхности зубьев инструментом с параметрами идентичными параметрам сопряженного колеса. Не исключаются и другие способы обработки, например плакование рабочего профиля зубьев с переменной подачей, при движении инструмента по заданной траектории.

На основе проведенных теоретических и экспериментальных исследований предложен алгоритм проектирования высокоскоростных гиперболоидных зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами, позволяющий повысить стойкость передачи по заеданию. Годовой экономический эффект за счет увеличения ресурса редукторов составит 42,5 тыс.рублей.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Проведенное теоретическое и экспериментальное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. Нагрузочная способность зубчатых передач между скрещивающимися осями определяется, как правило, вадиростойкостью рабочих поверхностей зубьев. Критерием вадиростойкости, наиболее полно отражающим физические процессы в контакте, является толщина смазочного слоя - ЭГД-критерий, который и положен в основу методики расчета гиперболоидных зубчатых передач на заедание.

2. Для определения толщины смазочного слоя в гиперболоидных зубчатых передачах можно использовать, в качестве исходной, математическую модель, применяемую при расчете пере-

дач между параллельными осями. С целью внесения в исходную модель необходимых уточнений были решены контактно-гидродинамическая и тепловая задачи с учетом особенностей кинематики и тепловыделения в контакте исследуемых передач.

3. На основе полученного теоретического решения разработан метод расчета толщины смазочного слоя в гиперболоидных зубчатых передачах и определены пути возможного повышения противоведирной стойкости :

- выбор геометрических параметров, обеспечивающих наибольшую толщину смазочного слоя ;
- снижение нагруженности контакта (за счет модификации рабочей поверхности зубьев) ;
- совершенствование способов смазки и охлаждения зацепления.

4. Результаты экспериментального исследования, проведенного на испытательном стенде оригинальной конструкции, подтверждают достоверность разработанной методики расчета параметров смазочного слоя и согласуются с основными положениями эласто-гидродинамической теории смазки.

5. Определенные на этапе теоретического исследования основные направления повышения нагрузочной способности передач проверены экспериментально, подтверждена их эффективность.

6. Для высокоскоростных, тяжелонагруженных судовых передач с передаточным отношением, отличным от 1 наиболее легко реализуемый способом повышения нагрузочной способности зацепления, является выбор коэффициентов смещения инструмента, обеспечивающих выравнивание толщины слоя смазки в опасных по заеданию точках контакта.

7. Реализация алгоритма проектирования на ЭВМ позволяет выбирать геометрические параметры передач из условия увеличения толщины смазочного слоя в зацеплении и повысить нагрузочную способность передач по заеданию.

8. Разработанная методика, включающая основные направления повышения нагрузочной способности передач, позволила спроектировать перспективный вариант судовой передачи, обладающий повышенным (до 30 %) ресурсом.

Методика расчета, программа для ЭВМ и рекомендации по проектированию передач передана предприятию. Годовой экономический эффект за счет увеличения ресурса редукторов составляет 42,5 тыс.руб.(см.акт внедрения в приложении).

По теме диссертации опубликованы следующие работы:

1. А.с. 1173227 (СССР). Стенд для испытания пространственных зубчатых передач по схеме замкнутого контура.  
/Безруков В.И., Лопатин Б.А., Карманов В.С., Зайнетдинов Р.И., Казарцев Д.Н. - Опубл. в Б.И. № 30, 1985.
2. Безруков В.И., Казарцев Д.Н. Влияние угла конусности эвольвентно-конической шестерни на нагруженность контакта в гиперболоидной передаче. - В сб.: Совершенствование конструкций машин и методов обработки деталей, № 244. Челябинск: ЧПИ, 1980, с. 28-31.
3. Безруков В.И., Карманов В.С., Казарцев Д.Н. Стенды для испытания зубчатых передач с волновыми нагружающими устройствами. - М.: "Вестник машиностроения", 1985, № 10, с. 41-43.
4. Безруков В.И., Лопатин Б.А., Карманов В.С., Казарцев Д.Н. Стенд для определения влияния условий смазки на работоспособность эвольвентно-конических зубчатых передач. - Челябинск, ЦНТИ, Информационный листок № 183, 1983.
5. Безруков В.И., Казарцев Д.Н., Лопатин Б.А., Надеин В.С. Разработка пространственных зубчатых передач с эвольвентно-коническими колесами на основе ЭГД-теории смазки. - Куйбышев, сборник тезисов докладов Всесоюзной конференции "Контактная гидродинамика", 1986.
6. Казарцев Д.Н. Изменение толщины смазочного слоя в передачах между скрепывающимися осьями. - В сб.: Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций и методов обработки деталей, № 271, Челябинск: ЧПИ, 1982, с. 36-40.
7. Казарцев Д.Н., Лопатин Б.А., Дерябин А.В. О влиянии скорости продольного скольжения на толщину слоя смазки в контакте пространственных зубчатых передач. - В сб.: Совер-

шенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей. - Челябинск: ЧПИ, 1984, с. 67-72.

8. Казарцев Д.Н., Лопатин Б.А. К расчету толщины слоя смазки в контакте гиперболоидных зубчатых передач. - В сб.: Совершенствование машиностроительных материалов, конструкций машин и методов обработки деталей, Челябинск: ЧПИ, 1986.

9. Лопатин Б.А., Казарцев Д.Н. Влияние кинематических характеристик контакта на нагруженную способность гиперболоидных зубчатых передач. - Одесса, сборник тезисов докладов Всесоюзного съезда "Теория машин и механизмов", 1984.

10. Казарцев Д.Н., Лопатин Б.А., Карманов В.С. Прогнозирование нагруженной способности зубчатых передач по толщине масляной пленки в контакте. - Москва, сборник тезисов докладов Всесоюзной научно-технической конференции "Несущая способность и качество зубчатых передач и редукторов машин", часть 2, 1985, с.30.

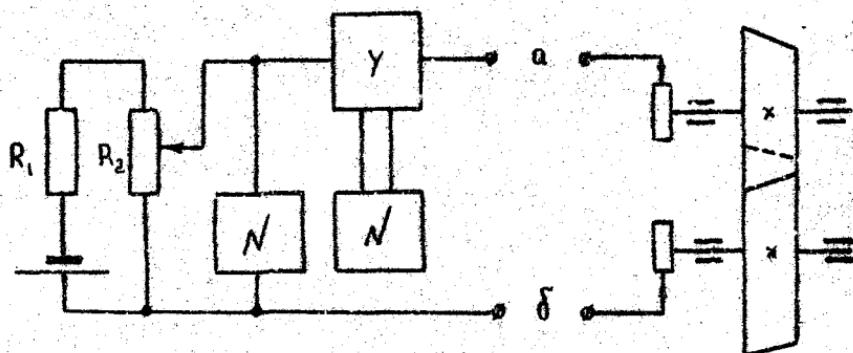


Рис. 1. Схема измерения

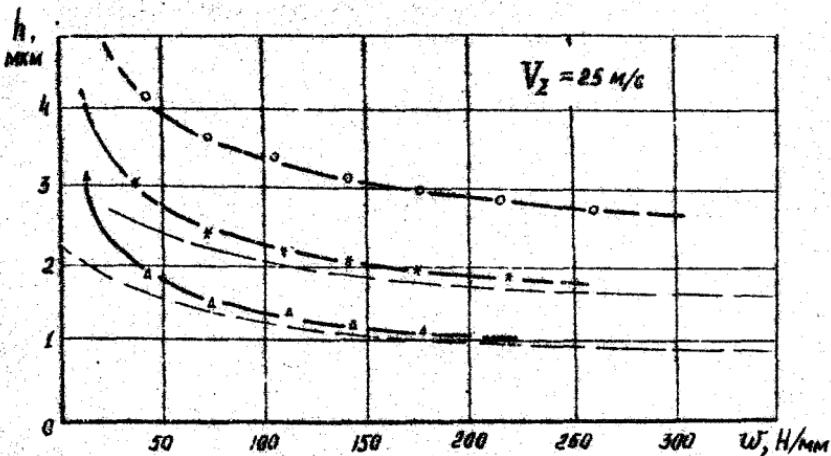


Рис. 2. Изменение толщины смазочного слоя в зависимости от нагрузки

(— измеренная величина,  
— в численная величина)

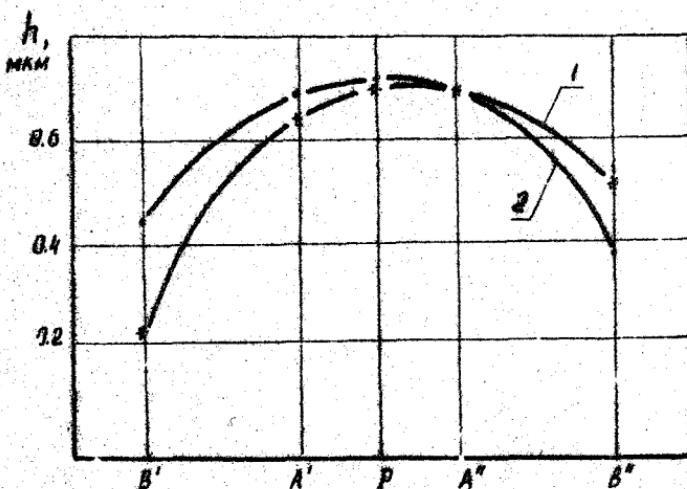


Рис. 3. Изменение толщины смазочного слоя вдоль линии зацепления (1 - существующая передача, 2 - улучшенный вариант)